

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS ESTRUCTURAL A CARGAS DE IMPACTO FRONTAL DE UN BUS TIPO INTERPROVINCIAL MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL GRADO DE MÁSTER (MSc) EN
DISEÑO PRODUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN**

MANJARRÉS ARIAS FÉLIX JAVIER
javier.manjarres@gmail.com

SANTILLÁN MARIÑO ERNESTO RAMIRO
ernsanti96@gmail.com

DIRECTOR: ING. WILLIAM R. VENEGAS T, MSc.
william.venegas@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. RICARDO SOTO A, MSc.
ricardo.soto@epn.edu.ec

Quito, Julio 2016

DECLARACIÓN

Nosotros, Félix Javier Manjarrés Arias y Ernesto Ramiro Santillán Mariño, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Félix Javier Manjarrés Arias

Ernesto Ramiro Santillán Mariño

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Félix Javier Manjarrés Arias y Ernesto Ramiro Santillán Mariño, bajo mi supervisión.

**ING. WILLIAM VENEGAS T, MSc.
DIRECTOR DE PROYECTO**

**ING. RICARDO SOTO AYMAR, MSc.
CODIRECTOR DE
PROYECTO**

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a DIOS por la vida y posibilidad de aprender más, a nuestro Director de tesis Ing. William Venegas, al Ing. Ricardo Soto Aymar MSc., Codirector del proyecto, a mi amigo Ramiro y a todos quienes contribuyeron de una forma u otra para la realización y finalización de este trabajo.

Félix Javier Manjarrés Arias

Al Ing. William R. Venegas T. MSc e Ing Ricardo Soto A. MSc, profesores de la Facultad de Mecánica, por sus conocimientos, guía y apoyo durante el desarrollo del presente trabajo de investigación.

A mis padres por su comprensión y apoyo en los momentos más difíciles.

A mi amigo y compañero de tesis FÉLIX sin quien no hubiese llegado a culminar con éxito esta nueva meta y de quien he aprendido mucho.

A todas y cada una de las personas que me ayudaron en algún momento en esta experiencia.

Que DIOS les bendiga.

Ernesto Ramiro Santillán Mariño

DEDICATORIAS

A mi madre, a Katty, Miguel, Aarón y Javier.

Félix Javier Manjarrés Arias

Dedico el presente proyecto de investigación a DIOS y su infinita omnipresencia en cada paso de mi caminar personal y profesional en esta jornada de mucho esfuerzo, dedicación, paciencia, perseverancia, disciplina, sin su presencia no hubiese sido posible culminar con éxito el presente proyecto. A mis PADRES ejemplo constante de sacrificio, entrega, guía y valor, por su constante apoyo en los momentos críticos.

Ernesto Ramiro Santillán M.

TABLAS DE CONTENIDO

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN	1
1.1 EL PROBLEMA	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	1
1.3.1 Objetivos general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos	2
1.4.GENERALIDADES	3
1.4.1 La industria carrocera de transporte público en el mundo	3
1.4.2 La industria carrocera de transporte público en ecuador.....	3
1.4.3 Estadística de accidentes de tránsito en buses.....	4
1.5 DISEÑO DE ESTRUCTURAS PARA TRANSPORTE PÚBLICO INTERPROVINCIAL EN ECUADOR	5

CAPÍTULO II

ESTADO DE LA CIENCIA	8
2.1 NORMAS INTERNACIONALES	8
2.2 NORMAS PARA EL DISEÑO DE CARROCERÍAS DE TRANSPORTE PÚBLICO EN ECUADOR	11
2.3 NORMAS DE DISEÑO A IMPACTO	11
2.4 TIPOS DE CARROCERÍAS PARA TRANSPORTE PÚBLICO EN ECUADOR.....	13
2.4.1 Buses Urbanos.....	13
2.4.2 Vehículos de transporte escolar.....	14
2.4.3 Vehículos de transporte interprovincial e intraprovincial.....	15
2.4.4 Vehículos de tres ruedas para transporte de pasajeros	15
2.5 MATERIALES UTILIZADOS EN CONSTRUCCIONES DE CARROCERÍAS DE BUSES EN ECUADOR	16
2.5.1 Industria carroceras en Ecuador	16
2.5.2 Materiales utilizados para la construcción de carrocerías en Ecuador	16
2.5.3 Acero Galvanizado	17
2.6. INGENIERÍA ASISTIDA PARA ANÁLISIS DE IMPACTOS FRONTALES.....	18
2.6.1 LS-DYNA	18
2.6.1.1 LS- PREPOST	21
2.6.1.2 LS - OPT.....	22
2.6.2 ANSYS LS-DYNA.....	23
2.7 MODELADO MATEMÁTICO	23
2.8 SIMULACIONES PARA ANÁLISIS DE IMPACTOS.....	25
2.8.1 Construcción del modelo (El pre-proceso).....	26
2.8.2 Aplicación de las cargas y obtención de resultados (Solver)	27

2.8.3 Revisión e interpretación de los resultados (Pos proceso)	27
2.9 EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO APLICADO A ANÁLISIS DE IMPACTO	28

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LA CARROCERÍA TIPO DE UN BUS PARA TRANSPORTE INTERPROVINCIAL EN ECUADOR, BAJO LA ACCIÓN DE CARGAS DE IMPACTO FRONTAL

3.1 IMPORTACIÓN DE LA GEOMETRÍA AL SOFTWARE ESPECIALIZADO DE ANÁLISIS MECÁNICO COMPUTACIONAL	31
3.2 VERIFICACIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	37
3.3 GENERACIÓN DE LA MALLA PARA ANÁLISIS POR MEF	38
3.3.1 Diseño de la malla para el estudio a cargas de impacto frontal de la carrocería de un bus tipo interprovincial utilizado en Ecuador	38
3.3.1.1 Shell 163.....	39
3.4 CONDICIONES DE BORDE DEL ESCENARIO DE SIMULACIÓN ..	41
3.4.1 Preproceso de la simulación	42
3.4.2 Pos proceso de la simulación.....	46
3.4.2.1 Resultados obtenidos	47
3.4.2.2 Validación del estudio computacional	50
3.4.2.3 Estudio en elementos críticos considerando el desplazamiento direccional en Z	53
3.4.2.4 Estudio en elementos críticos considerando esfuerzo de Von mises.....	57
3.4.2.5 Estudio en elementos críticos considerando la deformación plástica	60

CAPÍTULO IV

MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL ANÁLISIS DE IMPACTO

FRONTAL

4.1 MODELOS MATEMÁTICOS	69
4.1.1 Característica de la dinámica explícita	69
4.1.1.1 Formulación básica	70
4.1.1.2 Estabilidad del paso del tiempo	72
4.1.2 Lagrange explícito.....	73
4.1.2.1 Medición del esfuerzo	75
4.1.2.2 Conservación de la masa	76
4.1.2.3 Conservación del momento.....	76
4.1.2.4 Conservación de la energía	77
4.1.2.5 Ecuaciones constitutivas	77
4.1.2.6 Ecuación del momento en términos del desplazamiento	78
4.1.2.7 Condiciones de contorno	79

4.1.2.8 Condiciones iniciales	81
4.1.2.9 Formulaci3n d3bil para la formulaci3n Lagrangiana total	81
4.1.2.10 Forma Fuerte a la forma d3bil.....	82
4.1.2.11 Suavizado en las funciones de prueba y de la evaluaci3n	82
4.1.2.12 Forma d3bil a la forma fuerte	83
4.1.2.13 Nombres f3sicos de los t3rminos de trabajo virtuales	84
4.1.2.14 Principio del trabajo virtual.....	86
4.1.3 Euler Explicito.....	86
4.1.3.1 Ecuaciones que gobiernan la Formulaci3n Euleriana.	86
4.2 APLICACION DE UN M3TODO PARA EL AN3LISIS A IMPACTO FRONTAL DE UNA CARROCER3A	87
4.3 CONTROL DE HOURGLAS PARA LA CONVERGENCIA	94
4.3.1 Modos del control por hourglass	94
4.3.2 Modos para minimizar o evitar el hourglass.....	95
4.3.3 Formas de control del hourglass, stiffness versus viscous	96
4.3.3.1 Formas viscosas.....	96
4.3.3.2 Formas r3gidas.....	97
4.4 IDEALIZACI3N DEL MODELO	97
4.4.1 Contraste entre c3lculo el3stico y pl3stico	100
4.4.2 C3lculo en la zona el3stica	103
4.4.3 C3lculo en la zona pl3stica.	107
4.4.4 An3lisis de la barra en r3gimen pl3stico	109
4.4.5 C3lculo de esfuerzos pl3sticos	113
4.4.6 Simulaci3n de la barra en LS-DYNA.....	113
 CAP3TULO V	
5.1 Conclusiones	113
5.2 Recomendaciones	116
 ANEXOS	119

TABLAS DE FIGURAS

Figura 2.1 Bus urbano de Ecuador.....	14
Figura 2.2 Transporte escolar de Ecuador.....	14
Figura 2.3 Bus interprovincial de Ecuador.	15
Figura 2.4 Tricimoto de Ecuador.	15
Figura 2.5 Accidente simulado en LS-DYNA.	20
Figura 2.6 Campos de Análisis de LS-DYNA.....	21
Figura 2.7 Ejemplo postproceso LS-DYNA.....	22
Figura 2.8 Esquema LMS para diseño de nueva estructura.....	24
Figura 2.9 Esquema MEF para diseño de una nueva estructura.	25
Figura 2.10 Esquema estructurado de una análisis de dinámica explícita.	28
Figura 2.11 Proceso para el uso del método de elementos finitos	29
Figura 2.12 Simulación de impacto con LS-DYNA.....	30
Figura 3.1 Planos de la carrocería tipo de un bus interprovincial	31
Figura 3.2 Carrocería tipo de bus interprovincial	32
Figura 3.3 Boceto de la estructura del bus en 3D	32
Figura 3.4 Detalle de materiales de la carrocería del bus interprovincial.....	34
Figura 3.5 Acabados en los nodos de la carrocería.....	35
Figura 3.6 Carrocería de bus tipo interprovincial en tres dimensiones.....	36
Figura 3.7 Vista lateral de la cabina del bus tipo interprovincial.....	36
Figura 3.8 Verificación de la geometría de la carrocería.....	37
Figura 3.9 Características del elemento “Shell 163”	41
Figura 3.10 Condiciones de borde para el escenario de simulación.	41
Figura 3.11 Cabina de la carrocería, objeto de análisis	42
Figura 3.12 Cabina ingresada a Mechanical en Workbench LS-Dyna	43
Figura 3.13 Configuración del acero galvanizado	43
Figura 3.14 Generación de un sistema auxiliar para la generación de la pared rígida	44
Figura 3.15 Aplicación del criterio de convergencia Jacobiano	45
Figura 3.16 Gráfico estadístico de la malla obtenida.....	45
Figura 3.17 Configuración de condiciones iniciales en la cabina, Velocidad de impacto.....	45
Figura 3.18 Configuración estudio, tiempo, procesadores, tipo de Hourglass	46
Figura 3.19 Detalles del Solver empleado	46
Figura 3.20 Procesamiento de datos en ANSYS APDL.....	47
Figura 3.21 Ingreso de datos a LS Prepost 4.2	48
Figura 3.22 Cabina deformada a impacto, obtenido en LS Prepost 4.2.....	48
Figura 3.23 Resultados de la deformación direccional en el eje z, obtenidos en LS Prepost 4.2.....	49
Figura 3.24 Resultados del esfuerzo principal de Von Mises, obtenidos en LS	

Prepost 4.2.....	49
Figura 3.25 Resultados de la deformación plástica, en LS Prepost 4.2	50
Figura 3.26 Resultados de energía interna por impacto	50
Figura 3.27 Resultados del control de reloj de arena por impacto	51
Figura 3.28 Comportamiento de energía interna y control de reloj de arena..	52
Figura 3.29 Diagrama de energía durante la simulación del impacto en la ca- rrocería tipo de autobús interprovincial	52
Figura 3.30 Elementos seleccionados para obtención de resultados	53
Figura 3.31 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados.....	54
Figura 3.32 Deformación plástica en los elementos seleccionados	54
Figura 3.33 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados.....	55
Figura 3.34 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos	55
Figura 3.35 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento	57
Figura 3.36 Elementos seleccionados según esfuerzo de Von mises.	57
Figura 3.37 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados.....	58
Figura 3.38 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados.....	58
Figura 3.39 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos	59
Figura 3.40 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento en los elementos	60
Figura 3.41 Elementos seleccionados para obtención de resultados	61
Figura 3.42 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados.....	61
Figura 3.43 Deformación plástica en los elementos seleccionados	62
Figura 3.44 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados.....	62
Figura 3.45 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos	63
Figura 3.46 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento en los elementos	64
Figura 3.47 Curva de la energía interna Flanagan Belytschko Stiffness	66
Figura 3.48 Curva de hourglass Flanagan Belytschko Stiffness.....	66
Figura 3.49 Curva de energía interna Flanagan Belytschko Viscous Form....	66
Figura 3.50 Curva de hourglass Flanagan Belytschko Viscous Form	67
Figura 3.51 Curva de energía interna Belytschko Bindeman	67
Figura 3.52 Curva de hourglass Belytschko Bindeman.....	67
Figura 4.1 Algoritmos de cálculo para Dinámica Explícita	73
Figura 4.2 Configuración indeformable y deformable de una barra cargada..	74
Figura 4.3 Frontal para aplicación del método de análisis de impactos	88
Figura 4.4 Representación física del modelo a impacto	88
Figura 4.5 Deformaciones Hourglass.....	89
Figura 4.6 Comparación entre dinámica implícita y explícita.....	90
Figura 4.7 Discretización por diferencias centrales	92
Figura 4.8 Algoritmo para análisis explícito.....	93
Figura 4.9 Modos de Hourglass31	95
Figura 4.10 Modos de Hourglass en Shell31	95
Figura 4.11 Fuerzas nodales Hourglass que resisten HG.....	96

Figura 4.12 Modelo del frontal y la barra de la carrocería para idealización .	98
Figura 4.13 Frontal a partir del cual se determina la masa de impacto	99
Figura 4.14 Resultado del cálculo de la masa del frontal en SolidWorks.....	99
Figura 4.15 Viga biapoyada con carga uniforme	100
Figura 4.16 Ley de momentos de la viga.....	101
Figura 4.17 Idealización del diagrama de cuerpo libre	101
Figura 4.18 Ley de momentos en el régimen elástico	102
Figura 4.19 Momento en que plastifican las secciones empotradas	102
Figura 4.20 (a) Distribución de tensiones en zona plástica	103
Figura 4.20 (b) Diagramas de Fuerza de corte, momento flector y deformación	105
Figura 4.21 Distribución de tensiones en la zona plástica.....	107
Figura 4.22 Equilibrio de la sección	108
Figura 4.23 Diagrama de momento flector	110
Figura 4.24 Diagrama de fuerzas de corte	110
Figura 4.25 (a) Barra biarticulada.....	111
Figura 4.25 (b) Diagrama de barra biarticulada.....	112
Figura 4.26 Barra plastificada, convertida en mecanismo	113
Figura 4.27 Barra idealizada dibujada en SpaceClaim	114
Figura 4.28 Configuración y verificación estadística de la malla	114
Figura 4.29 Condiciones de borde para la simulación de la barra	115
Figura 4.30 Esfuerzo de Von Mises en la barra	115
Figura 4.31 Selección de los elementos para análisis en LS DYNA.....	116
Figura 4.32 Curva correspondiente a la energía interna en la barra	117
Figura 4.33 Curva correspondiente a la energía de Hourglass en la barra.....	117
Figura 4.34 Curvas de los nodos seleccionados para el esfuerzo de Von Mises	112

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Siniestros por tipo a nivel nacional diciembre 2015	5
Tabla 2.1 Perfiles y materiales utilizado en carrocerías del Ecuador	16
Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del Acero AISI 304.....	17
Tabla 3.1 Materiales y perfiles utilizados en carrocerías	35
Tabla 3.2 Cuadro comparativo de resultados de hourglass para métodos de cálculo	65
Tabla 3.3 Variación de la energía interna vs hourglass de métodos de control	67
Tabla 4.1 Valores típicos para impacto de sólidos	91
Tabla 4.2 Respuesta de los Materiales al Impacto	91

RESUMEN

En este proyecto se desarrolla una metodología de simulación y análisis, para determinar el comportamiento estructural de una carrocería de buses interprovincial sometido a una condición de impacto frontal según normativa internacional y que permite establecer como elemento más crítico al frontal de la carrocería. Se desarrolla un análisis matemático que permite idealizar el comportamiento de la zona crítica del frontal de la carrocería, basado en propiedades del material y en la aplicación de la dinámica explícita, así como el uso de Lagrange explícito como base para su análisis y la simulación, en virtud de las características dinámicas del fenómeno de impacto, donde se producen elevadas deformaciones en periodos de tiempo muy pequeños.

Para el proceso de simulación se utilizó el software ANSYS LS-DYNA estableciendo las condiciones de borde y la metodología de aplicación que se basa en forma general en tres etapas principales; pre- procesamiento (construcción del modelo CAD de la carrocería en 3D utilizando elementos tipos superficie) , Solver (determinación y aplicación de las cargas, condiciones de frontera, velocidades, restricciones de movimiento, control de la dinámica explícita) y pos - procesamiento (obtención, presentación e interpretación de los resultados)

El proceso de validación de los resultados obtenidos en los estudios, aplicando el método de los elementos finitos, están en relación al parámetro del reloj de arena (Hourglass) y al método de solución seleccionado "Flanagan - Belytschko Stiffness", que permitió validar el estudio, para la cual se comparó entre tres métodos de control del Hourglass.

PRESENTACIÓN

El presente trabajo de investigación está estructurado en cinco capítulos, cuya desarrollo se sintetiza a continuación: En el capítulo uno se realiza la introducción al tema, se aborda el problema que en el país no existen estudios y normas nacionales que consideren para el diseño y construcción de carrocerías nacionales el comportamiento estructural de la carrocería ante cargas de impacto frontal, se plantea el objetivo general para determinar el comportamiento estructural de la carrocería de un bus “tipo” interprovincial ante carga de impacto frontal mediante el método de los elementos finitos y comparar el resultado de esfuerzo de Von mises obtenido mediante análisis matemático con los generados en un estudio computacional

En el capítulo dos se revisa y se detalla el estado del arte y las normativas internacionales y nacionales, existentes para el diseño de carrocerías a impacto frontal, así como la ingeniería asistida y modelación matemática utilizada.

En el capítulo tres se desarrolla el análisis de una carrocería de bus tipo de transporte interprovincial a condiciones de impacto, estableciéndose la metodología de simulación en base a los requerimientos de las normas y con el uso del software ANSYS Ls-Dyna para un tercio de la estructura construida con elementos tipo superficie.

En el capítulo cuatro se fundamenta, desarrolla y se aplica un análisis matemático basado en la teoría de esfuerzo deformación plástica y la dinámica explícita para la idealización de un elemento de la zona crítica de la cabina, que se determinó en el capítulo tres. A partir de dicho análisis se comparó los resultados analíticos con los obtenidos en una simulación computacional estableciéndose curvas características que permiten emitir conclusiones ingenieriles.

En el capítulo cinco se detallan las conclusiones y recomendaciones de la investigación, se cumplió con el objetivo general de la investigación al analizar el comportamiento estructural de una carrocería de bus interprovincial ante un impacto frontal bajo condiciones referenciadas en normativas internacionales, estableciéndose las metodologías de análisis computacional y matemáticas.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 EL PROBLEMA

En la actualidad, se han observado que los índices de accidentalidad en los buses interprovinciales en Ecuador, han venido incrementándose, muchos de los cuales son producto de fallas mecánicas o por la impericia del conductor, constituyéndose la estructura de los buses la principal, y en la mayoría de las veces, la única forma de protección ante estos eventos. Se conoce que en el diseño estructural de los buses destinados al transporte de personas debe existir un proceso de diseño y construcción que involucre la geometría, las dimensiones y materiales de los cuales se hallen constituidos los elementos que conforman la carrocería. Es así que las normas INEN existentes delimitan un espacio de supervivencia destinado a la protección de los pasajeros. Sin embargo en el Ecuador no existe una metodología de análisis y diseño para impactos frontales, que se pueda transformar en norma técnica y así permita normar los ensayos virtuales o físicos a impacto, a partir de los cuales se pueda comprobar y aprobar la efectividad de los diseños ofertados actualmente por las empresas carroceras existentes.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Nuestro país, tradicionalmente productor de materias primas, viene presentando cambios muy profundos en sus estructuras socio-políticas, culturales, tecnológicas, educativas y productivas, que tienen como objetivo final el mejorar los estándares de calidad de vida de la población, considerando y teniendo en cuenta la diversidad de la misma.

Dentro del campo de la producción, varias son las iniciativas privadas o públicas, que se han venido impulsando y que buscan la creación y generación de empresas especializadas, sostenibles y competitivas que vengan a contribuir en la economía del país dando solución a problemas de la sociedad.

El presente proyecto, en este sentido, realiza un análisis del fenómeno físico de impacto frontal y su incidencia en la carrocería de un autobús tipo utilizado en el transporte interprovincial, para determinar un modelo de estudio y análisis óptimo, para definir el comportamiento estructural del vehículo considerado ante un

impacto frontal. De esta manera se observarán las deficiencias que pueden existir en el diseño estructural previo y en la selección de los materiales utilizados en la estructura de los autobuses.

Así se aportará a la industria carrocera con una metodología de análisis y diseño que permitirá reducir los costos de investigación y producción, al disponer de una mejor tecnología de diseño y análisis, que garantice que los nuevos diseños de carrocerías cumplan con estándares de calidad nacionales e internacionales, haciendo que la industria carrocera sea más productiva.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVOS GENERAL

Determinar el comportamiento estructural de la carrocería de un bus "tipo" interprovincial ante carga de impacto frontal mediante el método de los elementos finitos.

Comparar el resultado de esfuerzo de Von Mises obtenido mediante análisis matemático con los generados en un estudio computacional

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recopilar información científica secundaria para el establecimiento y de limitación del estudio basado en normas internacionales y nacionales.
- Proyectar geométricamente la superestructura de un bus "tipo" interprovincial basado en las normas nacionales NEN NTE INEN 1 323:2009, INEN 1 668 y la NTE INEN 2664:2013
- Plantear las condiciones de borde para el análisis computacional a impacto.
- Identificar la zona estructural crítica y dentro de ella el elemento crítico en base a resultados obtenidos en el análisis computacional.
- Realizar el cálculo analítico en un elemento estructural idealizado que se fundamente en el comportamiento elasto plástico del material de la carrocería.

- Confrontar los resultados obtenidos del análisis matemático basado en la idealización con los obtenidos en la simulación del programa de ingeniería asistida.

1.4 GENERALIDADES

1.4.1 LA INDUSTRIA CARROCERA DE TRANSPORTE PÚBLICO EN EL MUNDO

En la actualidad, el mundo de la industria automotriz desarrolla el transporte público por medio de empresas carroceras, que buscan la producción de vehículos con tecnologías orientadas a dar una mayor seguridad, confort, y el cuidado del medio ambiente. Se han desarrollado avances significativos en diseños asistidos por computadora, procesos de ensamblaje automatizados o con la presencia de robots manipuladores. Es así como también el uso de materiales compuestos han venido a sustituir a los materiales utilizados tradicionalmente en la construcción de carrocerías. Estos avances buscan no solo cumplir con las normas de calidad y producción, sino también cumplir con los requerimientos de los consumidores y de los propietarios del capital.

Se viene realizando investigaciones tendientes a la inclusión de las tecnologías de la comunicación, el uso de la inteligencia artificial en el diseño de automóviles, conducción autónoma, mejoramiento y reducción de las emisiones contaminantes, reducción del consumo de combustible y del dióxido de carbono, mejoramiento del rendimiento o performance del vehículo.

En materia de seguridad se concentran en mejoras desde el sistema de frenado, la estabilidad, componentes estructurales construidos con materiales más ligeros y resistentes entre otros, en investigaciones de impacto se utilizan herramientas computacionales como LS-DYNA, MSC Dytran, MADYMO u otros, como elementos que optimizan los tiempos de desarrollo e investigación de los nuevos productos. Existen laboratorios y centros tecnológicos oficiales, en países de Europa, Japón, India, China, con una dedicación importante a la realización de investigación, desarrollo, experimentación y homologaciones que están íntimamente relacionadas con la construcción de carrocerías para autobuses y vehículos.

1.4.2 LA INDUSTRIA CARROCERA DE TRANSPORTE PÚBLICO EN ECUADOR

La industria carrocera de transporte público en el Ecuador está constituida por

pequeña y mediana empresa metal - mecánica ubicadas a lo largo del país. En Pichincha existen cerca de 50 talleres; en la zona centro del país, especialmente en Tungurahua existe la Asociación de Carroceros, que agrupa de manera formal a cerca de 20 talleres grandes y otros 25 entre medianos y pequeños que en conjunto cubren cerca del 65% del mercado nacional, se tienen también talleres de carrocerías en Guayas, Manabí, Azuay.

Este sector impulsa el trabajo directo e indirecto al contratar profesionales y trabajadores calificados y semicalificados en las áreas de: la soldadura, tapicería, electricidad, control de calidad, talento humano, seguridad industrial.

Existe conformada la Cámara Nacional de Fabricantes de Carrocerías CANFAC, ente jurídico reconocido por el Ministerio de Industrias y Productividad mediante resolución No. 07-290 desde el 31 de julio de 2007, agrupa a 41 empresas calificadas y homologadas para la construcción de carrocerías, de las cuales el 44% de empresas carroceras son de personas naturales, el 22% son Artesanales, un 15% son Compañías Limitadas, el 12% Sociedad Anónima y un 7% son de Hecho¹.

Esta cámara asocia a los proveedores de carrocerías de las provincias de Tungurahua, Chimborazo, Manabí, Azuay. En su gran mayoría están localizados específicamente en la ciudad de Ambato.

Las principales empresas dedicadas a esta actividad la conforman entre otras la Industria Metálica Cepeda (IMCE), VARMA, Carrocería Patricio Cepeda, SERMAN, C. Altamirano, C. Alvarado, C. Buscars, C. Megabus, C. Mayorga, C. Ibimco, C Vipesa.

1.4.3 ESTADÍSTICA DE ACCIDENTES DE TRÁNSITO EN BUSES

En el país, según estadísticas manejadas por la Agencia Nacional de Tránsito, y que están basadas en información presentada por los gobiernos autónomos descentralizados municipales de Cuenca, Loja, Quito, Manta, Ambato e Ibarra, el porcentaje de siniestros acumulado hasta diciembre de 2015, por choque frontal y estrellamiento representan el 17,93% del total de siniestros a nivel nacional, que representan 6.403 accidentes, constituyéndose luego del choque lateral con un

¹ Reseña Histórica CANFACECUADOR (2015) Recuperado: <http://www.canfacecuador.com/index.php/quienes-somos/resena-historica>.

28,37%, los principales tipos de accidente de tránsito.²

El porcentaje de siniestros en que participan los buses por choque frontal y estrellamiento se constituyen en promedio anual del 6,50%. Si bien el porcentaje se lo considera bajo, es importante tomar en cuenta que los buses trasladan mayor cantidad de personas que los vehículos.

Tabla 1.1

Siniestros por tipo a nivel nacional diciembre 2015

TIPO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	TOTAL DIC-2015	%
<i>Choque lateral</i>	825	715	828	847	851	868	869	788	808	858	889	983	10.129	28,37
<i>Atropello</i>	460	390	434	431	456	431	381	393	406	468	384	506	5.140	14,40
<i>Estrellamiento</i>	332	311	391	399	402	361	397	396	376	399	391	469	4.624	12,95
<i>Choque posterior</i>	332	328	340	313	348	317	342	349	319	325	331	424	4.068	11,39
<i>Pérdida de pista</i>	230	194	247	275	319	290	315	290	292	341	353	325	3.471	9,72
<i>Rozamiento</i>	239	188	215	230	228	207	199	219	229	205	212	226	2.597	7,27
<i>Choque frontal</i>	130	145	176	148	152	146	142	148	143	125	162	162	1.779	4,98
<i>Colisión</i>	66	74	110	79	108	127	98	98	101	99	92	109	1.161	3,25
<i>Vólcamiento</i>	80	93	108	87	95	77	79	76	79	95	80	105	1.054	2,95
<i>Caida de pasajero</i>	72	51	57	77	72	74	67	65	78	62	64	71	810	2,27
<i>Otros</i>	76	68	93	51	38	33	45	40	30	46	26	36	582	1,63
<i>Arrollamiento</i>	30	20	24	30	27	26	27	30	14	16	17	30	291	0,81
TOTAL	2.872	2.577	3.023	2.967	3.096	2.957	2.961	2.892	2.875	3.039	3.001	3.446	35.706	100
%	8,04	7,22	8,47	8,31	8,67	8,28	8,29	8,10	8,05	8,51	8,40	9,65	100	

Fuente: Adaptado de DNCTSV, CTE, EMOV - Cuenca, Gobierno Autónomo Descentralizado Municipal de Loja, Agencia Metropolitana de Tránsito - Quito, Gobierno Autónomo Descentralizado de Manta, Municipio de Ambato, Municipio de Ibarra, Autoridad de Tránsito Municipal de Guayaquil.

1.5 DISEÑO DE ESTRUCTURAS PARA TRANSPORTE PÚBLICO INTERPROVINCIAL EN ECUADOR

Según Novillo G (1999) menciona que, en el país, el diseño y construcción de carrocerías metálicas para el transporte público interprovincial, ha tenido un avance significativo en relación a los años de inicio de la construcción allá por los años 60, las mismas eran en su mayoría forradas de madera en el exterior y de latón en el interior.

Según antecedentes históricos, en 1963 ingresa la empresa americana Thomas que

² Estadísticas de transporte terrestre y seguridad vial Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#.Virc5EqxZER>)

empezó la fabricación de carrocerías metálicas tipo pulman, con patente americana, y que sirvió de base e influencia para el desarrollo de la empresa carrocera en el país, y que todavía en la actualidad algunas empresas y talleres la siguen utilizando.

En la actualidad si bien hay avances tecnológicos, las carrocerías metálicas para autobuses se siguen construyendo en una parte de forma tradicional y empírica, adoptando un criterio bajo el concepto de reforzamiento y rigidez respecto a materiales y elementos estructurales, haciendo que las carrocerías tengan un peso excesivo, situación que obliga a pensar en nuevas geometrías que evitan sobrecargar el bastidor y el motor, esto permite una mejor conservación de los sistemas y elementos que conforman un autobús con el ahorro económico.

Hoy en día se están empleando tecnologías de construcción que tratan de disminuir el peso de las mismas y además buscan dar atención especial a la estética, así como al confort y seguridad, para el efecto se asimila y se copian modelos foráneos.

Lastimosamente, muy a pesar que existen normas nacionales que señalan los requisitos que deben cumplir las empresas carroceras para la construcción y diseño de carrocerías, las mismas en sus requerimientos no disponen de una normativa y regulación para la construcción y diseño de carrocerías que considere el impacto frontal en las mismas, situación que afecta a las empresas carroceras en el momento de tratar de exportar sus unidades, haciendo difícil o decir imposible el proceso de homologación de las mismas con fines de exportación, en este sentido los estudios y trabajos sobre el análisis estructural a cargas de impacto que se realizan en el país son nulos y los estudios existentes consideran solo el estudio estructural estático.

Sin embargo, en los países desarrollados, especialmente en Europa, se ha trabajado mucho en éste ámbito como exigencia imprescindible para la homologación, existen centros carroceros que cuentan con polígonos de pruebas para evaluar la resistencia, rigidez y confort de sus productos, desarrollando y sustituyendo nuevos modelos y materiales como el Departamento de Homologación Applus IDIADA³ y el Instituto de Investigación del Automóvil de la Universidad Politécnica de Madrid⁴

Los avances tecnológicos en los diferentes campos, así como, la oportunidad de incursionar en mercados internacionales, ha generado en los miembros de la

3 Applus IDIADA ,2015, Recuperado: <http://www.applusidiada.com/es/>

4 INSIA (1993) Recuperado <http://www.upm.es/institucional/UPM/Centros/CampusSur/INSIA>

CANFAC la necesidad de emprender en procesos de mejora continua, que busque obtener una certificación de calidad para incursionar en la exportación de buses carrozados en el país, en este contexto el presente estudio permite disponer de una metodología de estudio, análisis y diseño de carrocerías a impacto frontal como base referente para cumplir con normas internacionales.

CAPÍTULO II

ESTADO DE LA CIENCIA

2.1 NORMAS INTERNACIONALES

En los Estados Unidos de Norte América, existen las Normas Federales de Seguridad para Vehículos (FMVSS) que especifican el diseño, construcción, rendimiento y los requisitos de durabilidad de los componentes de vehículos relacionados con la fiabilidad de sus sistemas y sus características de diseño. Las normas mencionadas resultan ser la contra parte al Reglamento de la Organización de las Naciones Unidas (ONU), desarrollado por el foro mundial para la armonización de los Reglamentos sobre vehículos, el cual es reconocido, aunque en distinto grado de aplicación, por la mayoría de los países del mundo, excepto los Estados Unidos.

En Canadá se cuenta con un sistema de normas análogas llamadas Normas de Seguridad Canadienses para Vehículos Motorizados cuyas siglas son (CMVSS), que se asemejan sustancialmente pero no totalmente con el contenido y la estructura de las FMVSS. Los requisitos FMVSS / CMVSS difieren significativamente de los requisitos internacionales de la ONU, por lo que la importación privada de los vehículos no fabricados originalmente para el mercado de Estados Unidos es difícil o imposible.

Las normas FMVSS se dividen en tres categorías que son: prevención de accidentes (serie 100), resistencia a los choques (serie 200), y la supervivencia post-accidente (serie 300). El primer reglamento, FMVSS No. 209, fue adoptado el 1 de marzo de 1967, y sigue vigente hasta la fecha, aunque sus requisitos se han actualizado periódicamente y hecho más rigurosos.

En relación con el tema del presente proyecto, el estándar No. 203 de la norma estadounidense denominado "Impact Protection" se refiere al sistema de control de dirección para vehículos de turismo y para los vehículos de transporte multipropósito como son: camiones y autobuses, esta es una regulación específica que expresa los requisitos para reducir al mínimo lesiones en el pecho, el cuello y cara de los ocupantes mediante la proporción de sistemas de dirección que se desplazan hacia adelante, que amortigua el impacto del pecho del conductor mediante la absorción de gran parte de su energía de impacto en los choques frontales. Tales sistemas son muy eficaces en la reducción de la probabilidad de lesiones graves y mortales.

Existen otras normativas aplicadas en Estados Unidos como las generadas por la: Administración Nacional de Seguridad y Tráfico en Carretera (National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), que fue establecida por la Ley de Seguridad en las Carreteras de 1970 y se dedica a la consecución de altos estándares de perfección en el vehículo de motor y seguridad vial. Trabaja todos los días para ayudar a prevenir los accidentes y evitar sus correspondientes gastos financieros y humanos.

Europa tiene su referente en normativas de seguridad en el Diseño, Operación y Construcción de vehículos de uso particular, así como los de transporte público denominadas EuroENCAP, que engloba un Programa de evaluación de Automóviles Nuevos producidos en Europa, que cuenta con el apoyo y la participación de siete países europeos, varios fabricantes e instituciones que están relacionadas con el sector automotriz en el mundo.

Con respecto a los países que conforman el cono Sur Americano (Argentina, Bolivia, Brasil, Chile, Paraguay, Perú y Uruguay), el transporte terrestre se encuentra actualmente regulado por el Acuerdo sobre Transporte Internacional Terrestre (A.T.I.T.) que norma las operaciones de transporte dentro de los países miembros.

Cabe puntualizar que aparte de este acuerdo, ciertos países sudamericanos se encuentran en el desarrollo de sus propias normativas para la regulación del diseño y construcción de las carrocerías utilizadas en los buses de transporte, tal es caso ejemplar de Colombia que posee las normas generadas por el Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación ICONTEC, así como en Ecuador que se aplican las Normas Técnicas Ecuatorianas determinadas por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN).

Los estudios sobre la resistencia a los impactos y la seguridad de los vehículos han ganado atención en los últimos años con énfasis en la investigación de la seguridad del coche de pasajeros (Prochowski et al. 2011, Al-Thairy y Wang 2014).

La investigación sobre la seguridad de los autobuses y autocares está evidentemente limitada. La Norma Federal de Seguridad de para Vehículos (FMVSS) 220 establece los requisitos de protección contra el vuelco de autobuses escolares en los Estados Unidos.

En la comunidad europea, la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (UN-ECE) dispone del Reglamento-66 relativa a la resistencia de la

superestructura de autobús bajo el ensayo dinámico de vuelco lateral y la norma ECE R80 que especifica la resistencia de los asientos y sus anclajes. Sin embargo, las regulaciones y / o directrices dispuestas específicamente para la colisión frontal de la estructura de bus directamente relacionados con la seguridad del conductor y la tripulación no existen.

La normativa ECE R29 se impone para proporcionar la seguridad de la cabina del camión o bus y del conductor bajo impacto frontal (Mirzaamiri et al., 2012). Algunas propuestas similares a ECE R29 están bajo discusión en grupo de trabajo sobre la seguridad pasiva (GRSP) en UN-ECE y una regulación similar para los autobuses serán impuestas en un futuro próximo (Cerit et al., 2010).

En el caso de colisión frontal de bus, la seguridad del conductor está relacionada con dos efectos opuestos: la deformación del habitáculo del conductor medido por intrusión; y desaceleración sentida por el conductor medido por la amplitud de duración y el tiempo del impulso de choque (Matsumoto et al., 2012).

El uso de componentes capaces de pandearse en un patrón controlado de plegado progresivo se utiliza como un medio para mejorar la resistencia a los impactos y para la protección de los ocupantes del vehículo en los vehículos de pasajeros. Tubos de acero de pared delgada colapsan bajo aplastamiento axial, pueden también ser absorbentes de energía, existen más comúnmente, ya sea como secciones transversales cuadradas o circulares (Abramowicz, 2003; Zhang y Zhang, 2012; Nia y Parsapour, 2014).

La ineficiencia en el diseño hace que los tubos longitudinales frontales colapsen en un modo de flexión en lugar de aplastamiento axial progresivo. Eren et al. (2009) y Ambati et al. (2012) han empleado el solucionador de elementos finitos ANSYS / LS-DYNA para predecir con precisión el colapso de diferentes configuraciones de carriles laterales delanteras de un coche de pasajeros.

En caso de colisión frontal de autobuses algunos investigadores han utilizado, para evaluar el mecanismo de deformación y las respuestas estructurales del vehículo sometido a cargas de impacto basadas en diferentes conceptos, el análisis por elementos finitos (FEA). Sin embargo, las sugerencias de mejora de la resistencia a los choques de autobuses de pasajeros son limitadas (Patarramon et al 2015)

2.2 NORMAS PARA EL DISEÑO DE CARROCERÍAS DE TRANSPORTE PÚBLICO EN ECUADOR

Dentro del país, el diseño y construcción de carrocerías para el transporte público interprovincial está normado y regulado por los estándares que la Agencia Nacional de Tránsito y se basa para su operación en las normas y reglamentos del Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización (INEN) que dispone para el efecto y se especifican en la Norma INEN 1323 Revisión 2009 Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses.

Además se establecen los requisitos que deben cumplir los fabricantes de carrocerías Metálicas para vehículos de transporte de pasajeros según NTE INEN 2664:2013.

2.3 NORMAS DE DISEÑO A IMPACTO

Antes de mencionar las normas para el diseño de carrocerías a impacto es necesario definir los distintos tipos de pruebas de choque que se desarrollan en los vehículos y que se describen a continuación:

- **Pruebas de impacto frontal:** son por lo general los impactos frontales sobre un sólido a una velocidad especificada, pero también pueden ser pruebas de vehículos impactando vehículos. Vehículos deportivos utilitarios (sport utility vehicle SUVs) han sido empleados en este tipo de impactos, debido a su gran prestancia y servicios que prestan al usuario común.
- **Pruebas Overlap Moderado:** el impacto se genera en sólo una parte frontal delantera de los automóviles y contra una barrera (vehículo). Son importantes las fuerzas de impacto que se consideran aproximadamente constantes durante la prueba de impacto frontal, pero se requiere una fracción más pequeña del coche para absorber la totalidad de la fuerza. A menudo, estas pruebas se realizan para verificar a los autos que dan vuelta y enfrentan el tráfico que fluye en un sentido determinado. Este tipo de prueba es realizada por el Instituto de Seguros para la seguridad en las carreteras de los Estados Unidos de Norte América, cuyas siglas son (IIHS), por la norma europea EuroNCAP, el Programa de Evaluación de Autos Nuevos de Australia (ANCAP) y la ASEAN NCAP que es el nuevo programa de evaluación de coches de Países del Sudeste Asiático, este es un programa de calificación de seguridad del automóvil establecido conjuntamente por el Instituto Malayo de Investigación de Seguridad Vial (MIROS) y el Programa

de Evaluación Global de coches nuevos (Global NCAP) en un memorando de entendimiento de colaboración firmado por ambas partes con aval de la FIA (Federación Internacional del Automóvil).

- **Pruebas Overlap pequeñas:** en este tipo de ensayo de impacto sólo una pequeña parte de la estructura del coche choca contra un objeto, como un poste o un árbol. Esta es la prueba más exigente que existe, ya que se genera una carga correspondiente a la mayor fuerza posible sobre la estructura de los coches a cualquier velocidad dada. Estas se realizan normalmente en un 15-20% de la estructura delantera de un vehículo.
- **Pruebas de impacto lateral:** son realizadas para evitar el significativo porcentaje de fatalidad que se presenta en el caso de impacto lateral, debido a que los vehículos no tienen una zona de deformación significativa que permita absorber las fuerzas de impactos antes que un ocupante sufra daños. La zona de deformación debe estar diseñada para absorber la energía del impacto durante un accidente de tráfico por deformación controlada
- **Pruebas Antivuelco:** ponen a prueba la capacidad de un automóvil para soportar un impacto dinámico (específicamente las columnas que sostienen el techo). Los ensayos de vuelco dinámicos han sido propuestos recientemente para sustituir a las pruebas de aplastamiento estático que generalmente se utilizaba.
- **Pruebas de choque en los bordes del camino:** se utilizan barreras de seguridad y amortiguadores de choque para garantizar la protección de los ocupantes del vehículo ante peligros laterales por impacto, a la vez se pretende también asegurar que las barandillas, postes publicitarios, postes de luz y accesorios similares no se constituyan en un riesgo para los ocupantes del vehículo.
- **Viejo contra nuevo:** esta prueba se desarrolla a menudo mediante el impacto de un coche viejo y grande contra un coche pequeño y nuevo, es decir dos o tres generaciones diferentes de un mismo modelo de coche. Se realizan estas pruebas para demostrar los avances en la resistencia a los impactos que los diseñadores de autos logran.
- **Modelo por ordenador:** Debido al costo de las pruebas de choque a escala real, los ingenieros a menudo recurren a la simulación de pruebas de choque

utilizando modelos de computadora para de esta manera refinar el diseño de sus vehículo, antes de realizar las pruebas en vivo.

Las normas de diseño más empleadas son las siguientes:

- En Europa las normas EU-NCAP, son un programa de evaluación para vehículos nuevos mediante ensayos a carga por impacto. La codificación de la norma para impactos frontales perteneciente a este grupo es la TRANS-WP29-GRSP-2002-11e.
- En Estados Unidos se utiliza el sistema de normas NHTSA, US CODE CHAPTER 301, Federal Motor Vehicle Safety Standard and Regulation FMVSS/FMVSR , así como la norma FMVSS/221 que determina los requisitos para la resistencia mecánica en las uniones soldadas utilizadas en ómnibus escolares.

2.4 TIPOS DE CARROCERÍAS PARA TRANSPORTE PÚBLICO EN ECUADOR

Las configuraciones de carrocerías legalmente aprobadas y destinadas al transporte público en el Ecuador se basan en las Normas y Reglamentos INEN aplicados al Transporte, Tránsito y Seguridad Vial y según la Agencia Nacional de Transito están constituidas por:

- Buses urbanos
- Vehículos de transporte escolar
- Vehículos de transporte interprovincial e intraprovincial
- Vehículos automotores. Vehículos de tres ruedas para transporte de pasajeros y para transporte de carga.

2.4.1 BUSES URBANOS

Un bus urbano, llamado también autobús público o de tránsito, es un medio de transporte de personas para distancias cortas o medianas, utilizado generalmente para el servicio de transporte dentro de la ciudad y cuyas rutas y paradas están establecidas según las características de las ciudades, son construidos con cama baja o modificados a estructuras de tubo, como es el caso de los denominados bus tipo en Ecuador, se diferencian de los buses interprovinciales utilizados en largas distancias, en que pueden llevar personas paradas.



Figura 2.1 Bus urbano de Ecuador⁵

2.4.2 VEHÍCULOS DE TRANSPORTE ESCOLAR

Son vehículos destinados al servicio de transporte de estudiantes pertenecientes a las escuelas primarias, de tamaño pequeño o mediano, se los distingue por ser de color amarillo o naranja. Sus asientos son pequeños y disponen de un asiento reservado para la persona que supervisa a los estudiantes.

Según el número de pasajeros y ocupante pueden ser clasificados en furgonetas, microbús, Minibús y Bus. (RTE INEN 041:2013)⁶



Figura 2.2 Transporte escolar de Ecuador⁷

2.4.3 VEHÍCULOS DE TRANSPORTE INTERPROVINCIAL E INTRAPROVINCIAL

⁵ Ecuabus ,2015 Recuperado: <http://www.ecuabus.net/Nuevos%20Buses.html>

⁶ Servicio Ecuatoriano de Normalización ,2015, Recuperado: http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/11/rte_041_2r.pdf

⁷ <http://www.jacecuador.com/busetas/>

Este tipo de vehículo de transporte está diseñado para transportar numerosas personas mediante vías de interconexión provincial. A veces asumen la función del transporte entre cantones de una misma provincia cuando la vida útil está por terminar. Su capacidad varía entre 40 y 45 pasajeros sentados. Este tipo de bus en Ecuador es manufacturado a partir de la base de un chasis importado, dada la planta de energía con la que generalmente están equipados, alcanzan altas velocidades en carretera aun estando a máxima carga.



Figura 2.3 Bus interprovincial de Ecuador⁸

2.4.4 VEHÍCULOS DE TRES RUEDAS PARA TRANSPORTE DE PASAJEROS

Según lo define la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2477:2012 es un vehículo o motocicleta de tres ruedas, cuya parte posterior consiste en un espacio destinado para el transporte comercial de pasajeros o para el transporte comercial de carga.



Figura 2.4 Tricimotocicleta de Ecuador

⁸ Ecuabus, 2015, Recuperado: <http://www.ecuabus.net/Buses%20Scania.html>

2.5 MATERIALES UTILIZADOS EN CONSTRUCCIONES DE CARROCERÍAS DE BUSES EN ECUADOR

2.5.1 INDUSTRIA CARROCERA EN ECUADOR

La industria metal mecánica ecuatoriana que dedica sus actividades a la construcción de carrocerías para transporte de pasajeros (buses), se encuentra calificada por parte de las escuelas politécnicas en base del convenio con la Empresa Pública de Movilidad y Obras Públicas se detallan en el anexo A.

2.5.2 MATERIALES UTILIZADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE CARROCERÍAS EN ECUADOR

Las industrias carroceras detalladas en el Anexo A son certificadas por las Escuelas Politécnicas del Ecuador mediante convenio con la Empresa Municipal de Obras Públicas de Quito “EMMOP-Q”. Cada una guarda la reserva de sus diseños y del tipo de material que utiliza.

La norma de construcción NTE INEN 1 323:2009, establece que el material a utilizar en la carrocería debe ser perfiles estructurales protegidos contra la corrosión que cumplan con las NTE INEN correspondientes. En la Tabla 2.1, se indica los perfiles utilizados y el material utilizado por constructoras de carrocerías de vehículos de transporte público.

Tabla 2.1

Perfiles y materiales utilizado en carrocerías del Ecuador

PERFIL	MATERIAL	PARTE DE LA CARROCERÍA
Canal U 100x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Piso
Canal U 25x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Lat. Izq. + Lat. Der. + Techo (Refuerzo)
Perfil Omega 2mm	ACERO GALVANIZADO	Refuerzo del techo
Plancha 1.5 mm	ACERO GALVANIZADO	Lat. Izq. + Lat. Der. (Refuerzo)
Tubo Cuadrado 40x40x2mm	ACERO GALVANIZADO	Piso
Tubo Cuadrado 40x40x2mm	ACERO GALVANIZADO	Plataforma + Frente + Respaldo + Techo
Tubo Cuadrado 50x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Lat. Izq. + Lat. Der. + Techo (Principal)
Tubo Cuadrado 50x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Contravientos

Continúa..

Tubo Cuadrado 50x50x3mm	ACERO GALVANIZADO	Piso + Apoyos
Tubo Cuadrado 50x50x3mm	ACERO GALVANIZADO	Piso + Apoyos
Angulo 50x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Lat. Izq. + Lat. Der. (Faldón)
Curva R 80mm	ACERO GALVANIZADO	Piso + Lat. Izq. + Lat. Der. (Vértice)
Perfil 290x85x5mm	ACERO GALVANIZADO	Placas - Chasis
Perfil 30x50x255x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Lat. Izq. + Lat. Der. (Refuerzo)
Tubo Rectangular 100x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Piso
Tubo Rectangular 100x50x2mm	ACERO GALVANIZADO	Piso

2.5.3 ACERO GALVANIZADO

En carrocerías se utiliza generalmente el acero con la denominación: AISI 304 galvanizado⁹. Las propiedades se señalan en la Tabla 2.2

Tabla 2.2

Propiedades mecánicas del Acero AISI 304

Composición Química	Mínimo	Máximo	Unidad
C (Carbón)	0.08	0.08	%
Fe (Hierro)	93.2	96	%
Mn (Manganeso)	0	2	%
Ni (Niquel)	8	10,5	%
Cr (Cromo)	18	20	%
P (Fósforo)	0.045		
Si (Silicio)	1	1	%
Propiedades Mecánicas	Mínimo	Máximo	Unidad
Módulo de Young	200	215	GPa
Densidad	7.8e3	7.9e3	Kg/m3
Módulo de flexión	200	215	GPa
Módulo de corte	79	86	GPa
Módulo de compresibilidad	158	175	GPa
Ratio de Poisson's	0.285	0.295	-----
Límite Elástico	250	310	MPa
Resistencia a la Tracción	505	600	MPa

⁹ Manual técnico del Acero Galvanizado ACESCO,

Recuperado: <http://www.acesco.com/downloads/manual/M-Galvanizado.pdf>, <http://inco.com.uy/institucional/propiedades/>

Continua...

Módulo de Ruptura (Resistencia a la Flexión)	505	620	MPa
Elongación	26	47	% Deformación
Dureza Vickers	108	173	HV
Resistencia a la Fatiga a 107 Ciclos	203	293	MPa

Fuente: <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6539>

2.6 INGENIERÍA ASISTIDA PARA ANÁLISIS DE IMPACTOS FRONTALES

Hoy en día el avance y uso de la ingeniería asistida se encuentra extendido ampliamente en todos los campos de la ciencia, gracias a los constantes avances e investigaciones que se dan en la ciencia y tecnología, el desarrollo de mejores equipos de computación y de software que son utilizados no sólo en la investigación sino en el desarrollo de nuevos productos. Estos programas informáticos permiten el análisis y simulación de los nuevos diseños de ingeniería, con el objetivo de valorar las características, propiedades, comportamiento, fiabilidad, viabilidad y medir la rentabilidad de un diseño, esto permite además optimizar su desarrollo, optimizando los costos de fabricación, el tiempo de desarrollo, las pruebas de funcionamiento.

En la industria automotriz, el uso de la ingeniería asistida es muy utilizada e imprescindible, los altos índices de accidentes en las carreteras obligan a que los diseñadores y fabricantes de vehículos aumenten la seguridad de los ocupantes en el caso de colisión y para lograr esto se requiere de programas informáticos de simulación que permitan un estudio virtual, previo a la construcción de un prototipo de verificación (Condés Novillo, 2015)

En la industria automotriz el uso de la ingeniería asistida en los estudios y simulación de impacto frontal está basado en el programa de simulación LS-DYNA, utilizada como herramienta para implementar el modelo y para visualizar los resultados se utiliza el LS-PREPOST. Los dos programas están desarrollados por la compañía norteamericana Livermore Software Technology Corporation (LSTC) y son ampliamente utilizados en la industria automovilística para analizar diseños de vehículos y, más concretamente, para evaluar la seguridad que éstos ofrecen ante situaciones de impacto (Livermore Software Technology Corporation - 2015)

2.6.1 LS - DYNA

LS- DYNA es un programa de elementos finitos capaz de simular complejos problemas que se presentan en la realidad. Es utilizado por las industrias automotriz , aeroespacial , construcción, militares , de fabricación y de bioingeniería

El programa de Ls-DYNA3D es un programa explícito, no lineal, de elementos finitos. Se puede obtener la respuesta transitoria de sólidos y estructuras en tres dimensiones, sujetos a grandes deformaciones. La formulación básica utilizada en el programa está basada en la obtención de las ecuaciones de movimiento de un sistema, derivadas del principio de conservación del momentum.(Instituto Mexicano del Transporte, Comportamiento al Choque de los Vehículos, 2015).

En el análisis transitorio de un estudio, se requiere especificar las condiciones iniciales, que para el presente proyecto , se especifican como velocidades iniciales.

El programa permite simular una amplia variedad de condiciones de frontera aplicables a la mayoría de los problemas de ingeniería. Estas condiciones se refieren a las cargas aplicadas y a la simulación de superficies de contacto, lo cual permite modelar la interacción mecánica entre dos cuerpos o entre dos partes del mismo cuerpo.

La discretización del sistema considera el balance del momentum lineal en la forma “débil” del trabajo virtual. Es decir, de la formulación integral de las ecuaciones de gobierno del sistema, aplicado a estas el principio del trabajo virtual, a diferencia de la expresión de las ecuaciones de gobierno en forma de ecuaciones diferenciales.

Como el programa emplea un esquema de integración explícita (el cálculo de una magnitud para un tiempo dado se realiza a partir de magnitudes ya conocidas para ese tiempo), cuando el problema implica un comportamiento no lineal, se requiere la evaluación del balance de la energía para asegurar la estabilidad del sistema.

Para realizar esta evaluación del estado de la energía durante el mismo, la ecuación la energía se integra respecto al tiempo, cuyo significado físico se refiere a que el trabajo realizado por las fuerzas externas, se convierte en energía cinética y a otros tipos de energía, como la almacenada por el sistema en forma elástica y a la disipada debido a la deformación plástica. Este balance es un indicador de la

convergencia del análisis (SCT IMT 2015)

Los orígenes del código se basan mayormente en el análisis no lineal y de elementos finitos con dinámica transitoria mediante la integración en tiempo explícita (LS-DYNA About 2015).

El termino “ No lineal “ significa que al menos uno (y a veces todas) las siguientes implicaciones estén presentes:

- Cambio de las condiciones de frontera (como el contacto entre las partes que cambia con el tiempo)
- Deformaciones grandes (por ejemplo, el arrugamiento de piezas de chapa)
- Materiales no lineales, que no presentan comportamiento idealmente elástico (por ejemplo, polímeros termo-plásticos).

En cambio, el término “dinámica transitoria“ implica realizar análisis de alta velocidad, eventos de corta duración, donde las fuerzas de inercia son importantes los usos típicos incluyen:

- Accidente Automotriz (deformación del chasis, la activación de airbag, fuerza de tensión en el cinturón de seguridad)
- Explosiones (Minas, naval bajo el agua , cargas huecas)
- Manufactura (hoja de metal estampado)

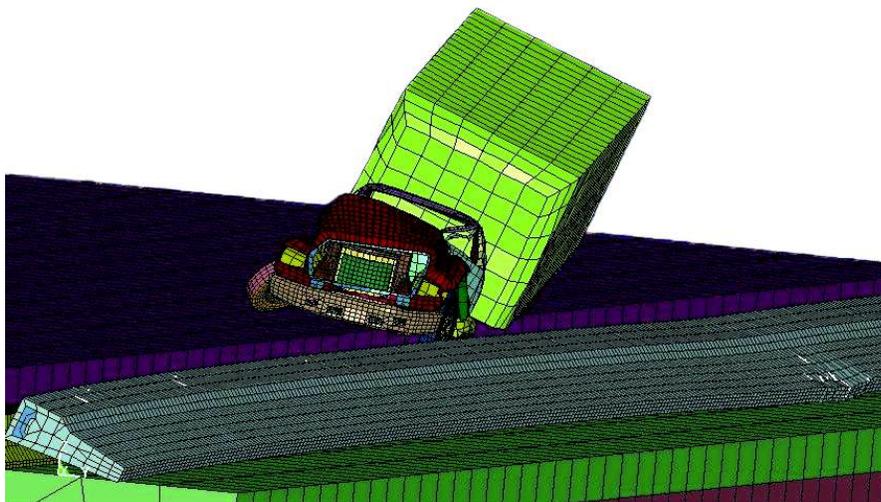


Figura 2.5 Accidente simulado en LS-DYNA

Los campos de análisis del LS- DYNA se detallan en la Figura 2.6 e incluyen:

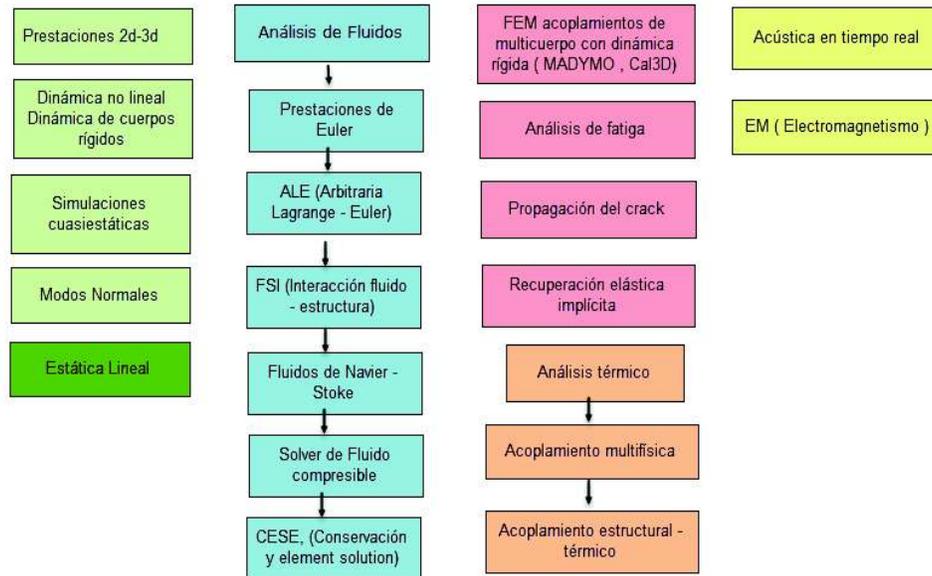


Figura 2.6 Campos de Análisis de LS-DYNA

2.6.1.1 LS- Prepost

LS- Pre post es un avanzado pre y pos procesador que se incluye con el programa LS- DYNA . La interfaz del usuario ha sido diseñada para ser eficiente e intuitiva.

LS- Pre post se ejecuta en programas que utilizan gráficos OpenGL para lograr un renderizado y ploteo rápido en XY. En la Figura 2.7 se observa una aplicación del pos proceso.

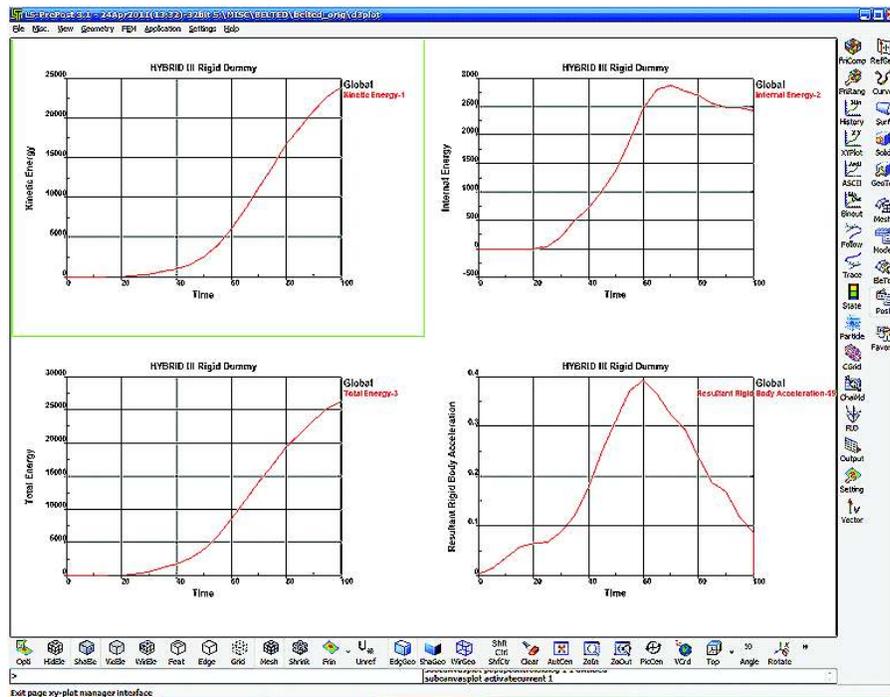


Figura 2.7 Ejemplo pos proceso LS-DYNA¹⁰

El pre-procesamiento incluye herramientas utilizadas para definir el mallado (mallado de superficie, mallado de sólido, herramientas para edición del mallado, mallado 2D, por bloques) y aplicaciones especiales (Forja de metales, posicionamiento de maniquí, Fijación o montaje de cinturón de seguridad, comprobación de penetración, comprobación de modelo)

2.6.1.2 LS - OPT

LS-OPT es un programa independiente para la optimización del diseño, realiza un análisis probabilístico con una interfaz para el LS-DYNA, que se basa en la metodología de superficie de respuesta (RSM), que es un conjunto de técnicas estadísticas y matemáticas útiles para desarrollar, mejorar y optimizar el proceso de diseño.

¹⁰ Livermore Software Technology Corporation, 2015, Recuperado: <http://www.lstc.com/applications>

La optimización del diseño es un proceso de configuración de las variables de diseño, típicamente las dimensiones, de un producto para minimizar o maximizar el valor de su respuesta. Una forma más general de optimización incluye límites específicos sobre otras respuestas (optimización restringida).

LS-OPT proporciona un entorno de simulación que permite la distribución de los trabajos de simulación a través de múltiples procesadores o equipos conectados en red. Cada trabajo de simulación se ejecuta en paralelo.

2.6.2 ANSYS LS-DYNA

El programa ANSYS LS-DYNA integra las características propias del programa explícito de elementos finitos que dispone el LS-DYNA con las eficaces prestaciones de pre y pos-procesamiento del programa ANSYS. El método explícito de solución utilizado por LS-DYNA ofrece rápidas soluciones para tiempos muy cortos, grandes deformaciones dinámicas, resuelve problemas cuasi-estáticos que presentan grandes deformaciones, estudios múltiples no lineales y problemas complejos de contacto o de impacto. El uso de este producto integrado, puede modelar la estructura en ANSYS, obtener la solución dinámica explícita a través de LS-DYNA, y revisar los resultados utilizando las herramientas de pos proceso estándar de ANSYS.

Se puede transferir también la geometría y la información de los resultados entre ANSYS y ANSYS LS-DYNA para ejecutar secuencialmente análisis implícitos explícitos o explícitos implícitos, así como los necesarios para test de impacto, elasticidad y otras aplicaciones.(ANSYS Help Viewer 2015)

2.7 MODELADO MATEMÁTICO

La modelación matemática utilizada para el estudio de impactos se ha desarrollado cada vez rápido y con una mayor precisión gracias al desarrollo de algoritmos de cálculo más realistas, lenguajes de programación, herramientas de software matemático (como el MATLAB, Wolfram Mathematica, Maple, MathCad entre otros), uso de equipos de cómputo con mayores y mejores prestaciones que ayudan a la resolución de los modelos matemáticos.

La aplicación de los modelos matemáticos en estudios de impacto considera: las condiciones físicas, velocidades de desplazamiento, componentes estructurales,

materiales, geometrías, condiciones de carga y esfuerzo, entre otros. Sin embargo, estos modelos son muy complejos para su desarrollo y resolución, se requieren de la comprobación experimental y su validación. Es por esto que con el apareamiento de programas informáticos especializados se ha podido avanzar, no sólo el uso de modelo matemáticos, sino en establecer una proceso y normativa a utilizar para realizar las pruebas de impacto, organismos como la FHWA (Federal Highway Administration) y la NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) a través de la NCAC (The National Crash Analysis Center), se encarga de normar y establecer los modelos matemáticos a utilizar en las investigaciones de impacto.

En la actualidad, el proceso de diseño de estructuras de vehículos a impacto se basa en modelos matemáticos con base en la respuesta a pulso de choque (Lumped Mass-Spring LMS) o en modelos de elementos finitos (FE). Figuras 2.8 y 2.9 proporcionan una descripción esquemática de los dos procesos.(Paul Du Bois et al. 2004)

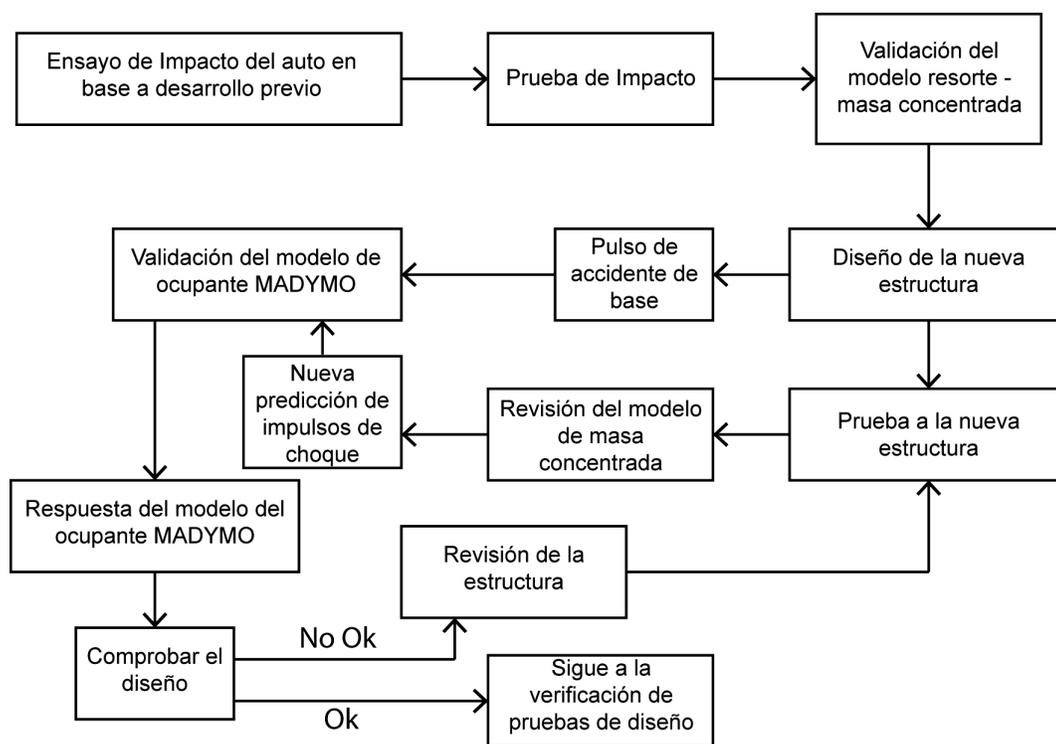


Figura 2.8 Esquema LMS para diseño de nueva estructura

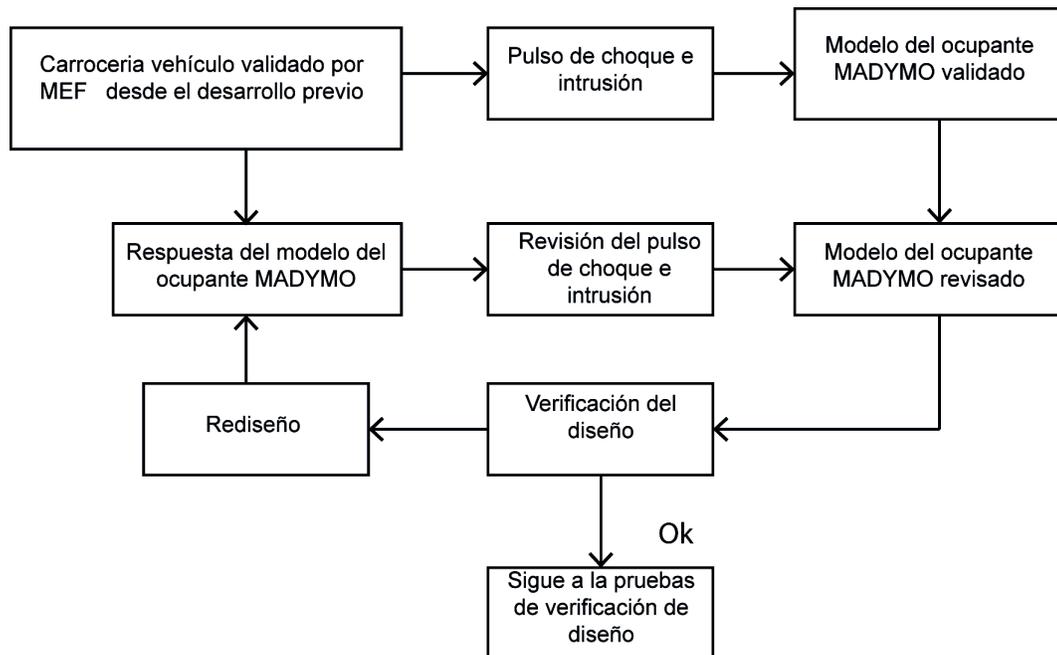


Figura 2.9 Esquema MEF para diseño de una nueva estructura

2.8 SIMULACIONES PARA ANÁLISIS DE IMPACTOS

En el ámbito de la simulación y análisis de impacto frontal, existen trabajos de investigación como el presentado por Qiang Li et al (2012) que plantea el análisis y mejora en el diseño CAE de un bus de dos pisos ante un impacto frontal con el fin de estudiar las características de deformación y la seguridad en un accidente de impacto frontal, analiza la deformación, energía absorbida y lesiones en maniqués en una estructura antes y después de las mejoras.

Supakit Rooppakhun et al (2013), desarrolla un análisis por elementos finitos del impacto frontal en un bus de cama alta de dos pisos con el objetivo de establecer el comportamiento estructural y de deformación total del mismo ante el impacto y proyectar el uso de atenuadores de impacto que permita la absorción de la energía de impacto para garantizar un espacio de supervivencia suficiente para el conductor y el pasajero del asiento delantero en caso de un accidente.

Pattaramon Jongpradist et. al (2015), presenta un estudio para analizar y evaluar la resistencia estructural de autobuses y las características de deformación de una carrocería ante un choque frontal sobre la base de la normativa ECE R29, considera

en primer lugar investigar sobre resistencia al impacto del bus según la norma e identificar las partes de la estructura en la que se requiere el fortalecimiento o la realización de modificaciones para satisfacer la regulación.

Puesto que el análisis del modelo completo toma recurso informático considerable, un modelo FE simplificado también se considera. En el modelo simplificado, se incluyen sólo las partes delanteras del autobús a los pilares. Las partes de la carrocería que no tienen ningún efecto significativo en la salida final de impacto frontal se eliminan del modelo. (Pattaramon Jongpradist et. al 2015)

Las técnicas matemáticas utilizadas por los programas computacionales para la solución de problemas y simulaciones de ingeniería estructural o mecánica de fluidos inicialmente se basaron en las diferencias finitas, luego se adoptó el método por elementos finitos, el cual, en la actualidad, es el más comúnmente utilizado por los paquetes de asistencia computacional en el campo ingenieril.

La mayoría del software CAE disponen de módulos específicos que permiten la realización de estudios o simulaciones de tipo lineal o no lineal, estructurales, análisis de vibración, CFD, entre otros, así como herramientas para la realización de simulaciones para análisis de impacto, que se basan en tres etapas; el pre-proceso, el solver y el pos-proceso.

Toda simulación para un análisis de impacto, por sus características se basa en el desarrollo de un análisis de dinámica explícita, requiere principalmente seguir una metodología que consiste en forma general de tres etapas principales (LS-DYNA Theory Manual 2006):

1. Construcción del modelo.
2. Aplicación de las cargas y obtención de resultados, y
3. Revisión e interpretación de los resultados.

2.8.1 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO (EL PRE-PROCESO)

Esta etapa permite introducir los datos de entrada para realizar el proceso de simulación que comienza con la construcción del modelo, se inicia con: representar el sistema físico a ser analizado, considerando las dimensiones, tipos de elementos a utilizar (shell, beam) y restricciones, se especifica las características de los materiales, se define el modelo (nodos y elementos), la generación del tipo de malla

(triangular para cascaras, o tetrahédrico para sólidos), se define las relaciones de contacto entre superficies.

2.8.2 APLICACIÓN DE LAS CARGAS Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS (SOLVER)

Se especifican las cargas a analizar en el estudio, que pueden ser debido a desplazamientos, rotaciones, fuerzas, momentos, velocidades, aceleraciones (sobre los nodos), velocidades angulares, temperaturas, presiones, desplazamientos, rotaciones, velocidades, fuerzas, momentos, velocidades angulares sobre cuerpos rígidos, se sigue con la configuración de las velocidades iniciales, restricciones de movimiento de desplazamiento o rotación del modelo, grados de libertad de los acoplamientos, se especifica el control de la dinámica explícita estableciendo el tipo de control de reloj de arena, tiempo de terminación, control de pasos de iteración, intervalos de salida de datos, resolución y grabación de base de datos generados.

En esta etapa se resuelve de forma iterativa las ecuaciones y las condiciones dadas en el pre-proceso, lo que permite obtener resultados que serán posteriormente revisados e interpretados en el pos-proceso.

Cabe indicar que en esta etapa es de suma importancia definir correctamente el tipo de control de reloj de arena (hourglass) que se utilizará para el análisis y que está en función del tipo de elemento que se utiliza (sólido o membrana). El control del reloj de arena es un modo no físico de deformación que se produce en los elementos no integrados y que no generan esfuerzos y lo que hace es permitir un dominio de malla mediante la aplicación de fuerzas internas para resistir los modos de deformación del hourglass a través de uno de los varios algoritmos de control que existen para el efecto.

2.8.3 REVISIÓN E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS (POS PROCESO)

Se presentan de manera numérica y gráfica los resultados, producto de la simulación numérica, del modelo entero o de puntos de interés específicos en un período de tiempo, se puede gestionar una gran cantidad de datos e información generadas en la fase anterior.

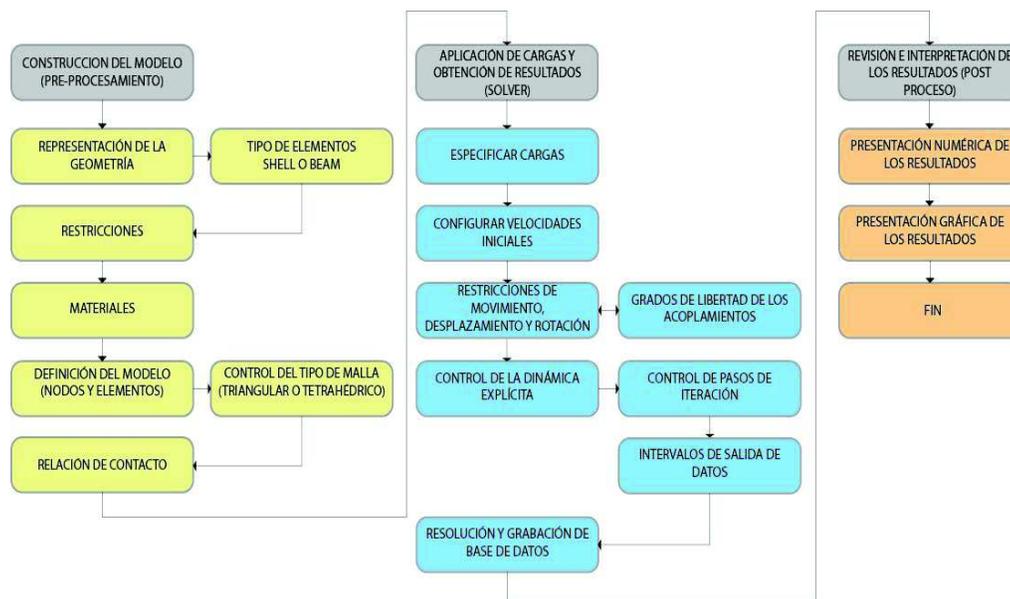


Figura 2.10 Esquema estructurado de una análisis de dinámica explícita

2.9 EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO APLICADO A ANÁLISIS DE IMPACTO

Castigliano, et al, a inicios del siglo xx desarrollaran un método que basado en las ecuaciones de funciones de forma de un sistema de carga sencillo permitió pronosticar el desplazamiento de una estructura, obteniéndose los resultados por una minimización de la energía. A mediados de 1950 Richard Courant desarrollo un estudio que sirve de base en la resolución de sistemas estructurales al implementar la notación matricial y su resolución algebraica.

Desde ese instante y gracias al constante desarrollo que han experimentado las computadoras en sus prestaciones de cálculo, gestión de datos, velocidad de procesamiento, así como el desarrollo y difusión de nuevos métodos de análisis numéricos que sustituyen a los métodos iterativos predominantes (métodos de Cross y Kani) que se resolvían de manera manual, el método de los elementos finitos aplicado en varios campos como cálculo estructural lineal, fenómenos dinámicos y térmicos, estudios no lineales, entre otros, ha permitido que se extienda su uso en prácticamente todos los campos de la ingeniería.

Dentro de la mecánica del sólido deformable sus aplicaciones pueden agruparse en dos grandes sistemas: problemas asociados a sistemas discretos y sistemas continuos. En los primeros, el sistema se divide en elementos definidos claramente. En los segundos, no puede ser subdividido de manera original en unidades simples, debiéndose emplear la resolución analítica de ecuaciones diferenciales, que en problemas complejos presenta una gran dificultad, así surge el principio del M.E.F. (Método de los Elementos Finitos), que se basa en la reducción del problema con infinitos grados de libertad, en un problema con un número finito de variables asociadas a puntos característicos denominados nodos.

La idea general del M.E.F consiste en la división de un medio continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos comunes entre sí llamados nodos. Así las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento.

De esta forma se logra pasar de un sistema continuo (con infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no que depende del tipo de análisis.

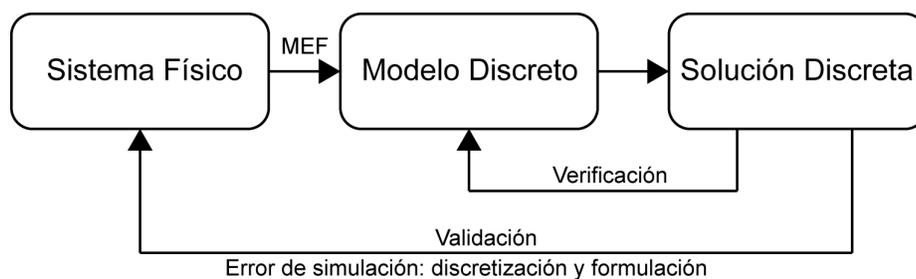


Figura 2.11. Proceso para el uso del método de elementos finitos

En la Figura 2.11 se muestra el proceso que usa el método de los elementos finitos, partiendo del sistema físico se pasa a un modelo discreto mediante un proceso de discretización, una vez resuelto se puede verificar el modelo discreto, dicha validación requiere establecer un error de simulación que está en función del error numérico que se da en la solución de las ecuaciones generadas en el modelo.

El resultado final del modelo se verifica comparando y contrastando los resultados con soluciones obtenidas en métodos experimentales o teóricos existentes, proceso que constituye la validación del modelo. Durante el desarrollo del método se pueden

presentar errores por efectos de la discretización, de la formulación y por los errores numéricos.

El método permite estudiar también problemas no lineales, donde exista contacto entre los componentes, grandes deformaciones, diversos modos de fallo y efectos dinámicos. Un caso de este tipo son las simulaciones de choque o impacto, como en el presente proyecto, debido a que en un choque frontal los materiales que absorben la energía del impacto experimentan grandes deformaciones y entran en la zona plástica, en donde desaparece la relación de linealidad entre tensión y deformación. (Illescas D, López B, 2009)

La simulación de impactos por el método del elemento finito generalmente se la aborda por medio de software que permiten generar una asistencia computacional para la solución matemática de estos problemas de ingeniería que suelen ser bastante complejos. Anteriormente se ha mencionado a LS- DYNA como uno de los programas más representativos en aplicaciones de ingeniería de impactos. Hoy en día, gracias a los avances y recursos computacionales se consiguen estudios y simulaciones de choques más reales, que permiten a las compañías constructoras de vehículos probar sus diseños de manera virtual antes de emprender en procesos de producción, ahorrando tiempo y dinero.

La Figura 2.12 muestra un choque lateral simulado con LS-DYNA de un vehículo contra un carro en cuyo frontal se ha fijado una barrera deformable. El impacto se produce en el lado del conductor.

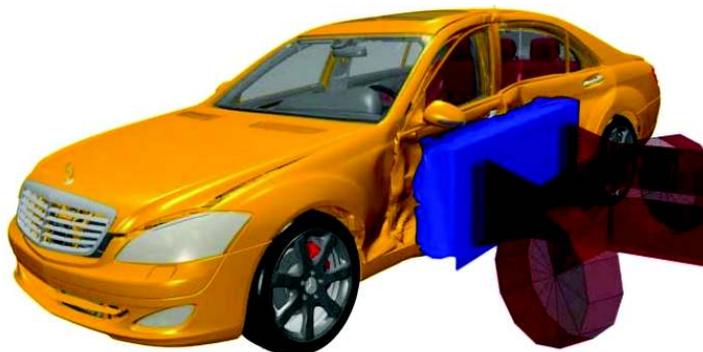


Figura 2.12 Simulación de impacto con LS-DYNA¹¹

¹¹ <http://www.xitadel.com/ls-dyna>

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LA CARROCERÍA TIPO DE UN BUS PARA TRANSPORTE INTERPROVINCIAL EN ECUADOR, BAJO LA ACCIÓN DE CARGAS DE IMPACTO.

3.1 IMPORTACIÓN DE LA GEOMETRÍA AL SOFTWARE ESPECIALIZADO DE ANÁLISIS MECÁNICO COMPUTACIONAL

Considerando la norma técnica de construcción de carrocería, INEN NTE 1323, así como las especificaciones para los espacios de supervivencia (ver Anexo C) se proyectó para efectos del análisis la carrocería de bus tipo interprovincial que se observa en la Figura 3.1

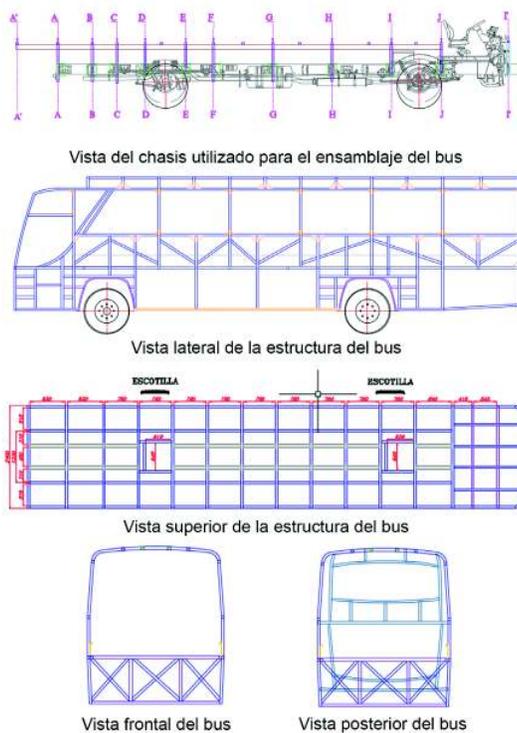


Figura 3.1 Planos de la carrocería tipo de un bus interprovincial

Se generó el dibujo tridimensional de la carrocería, haciendo uso del software SpaceClaim de ANSYS versión 16.1, previo a la simulación. En la Figura 3.2 se observa el boceto de la estructura del bus tipo interprovincial en 3D.

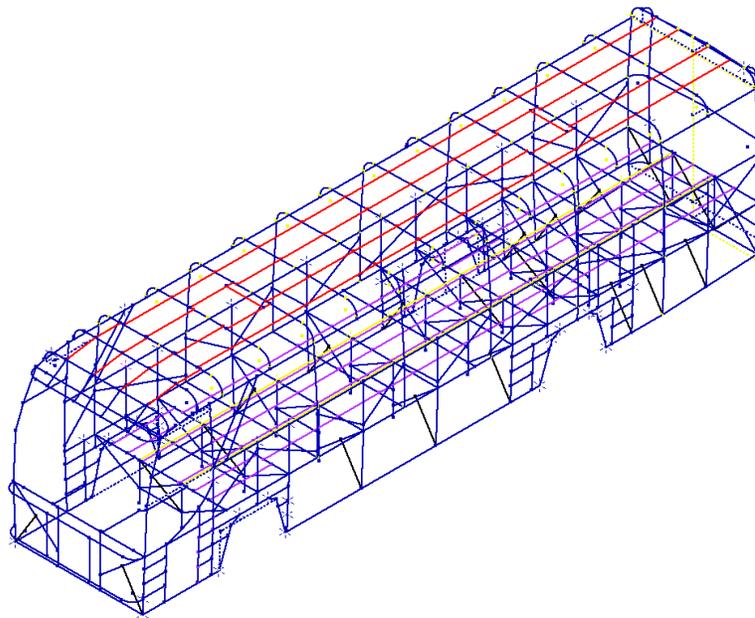


Figura 3.2 Boceto de la estructura del bus en 3D

En la Figura 3.3 se observa la carrocería tipo del bus interprovincial completa

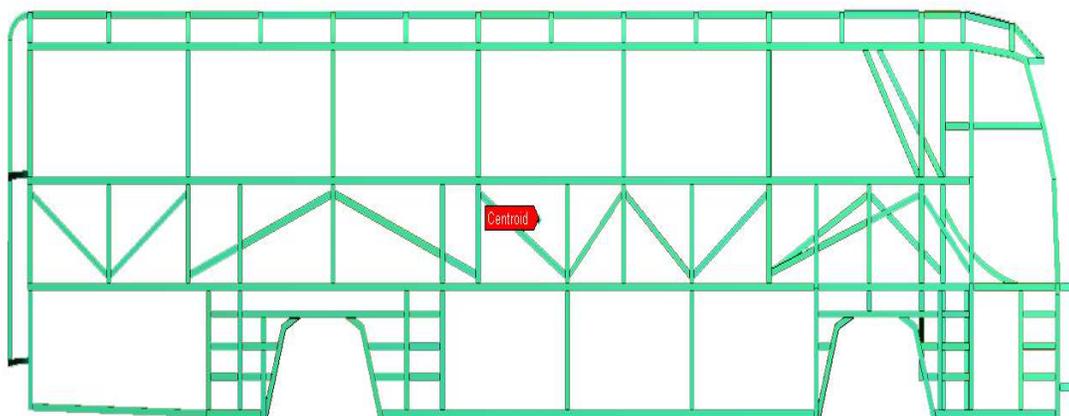


Figura 3.3 Carrocería tipo de bus interprovincial

Estudios internacionales similares al presente (Supakit Rooppakun et al (2013) y Pattarom Jongpradist et al (2015)) y basados en la norma ECE -R29, utilizan una porción de la carrocería como base para sus estudios debido: al gasto computacional que presenta el trabajar con toda la carrocería y por las partes de la carrocería que no tienen ningún efecto significativo en la salida final de impacto frontal, las mismas se eliminan del modelo.

Para efectos del presente estudio, asumiendo y considerando que las deformaciones mayores estarán presente en la parte delantera de la carrocería, se considera utilizar aproximadamente el $\frac{1}{3}$ de la longitud total del bus, la misma que se denominará como “cabina”, por tal razón, las masas consideradas serán la de los perfiles que intervienen en la sección de estudio, y a las que se le agregará la masa del resto de la carrocería, así los resultados corresponderán a las cargas de impacto generadas por dichas masas.

Se recortó la longitud de cabina y se asignó a cada elemento de línea su correspondiente perfil estructural, se toma en consideración las secciones que se utilizan para efectuar la construcción de las carrocerías de bus interprovincial en el Ecuador. El detalle de los perfiles se muestra en la Tabla 3.1, con referencia a la Figura 3.4.

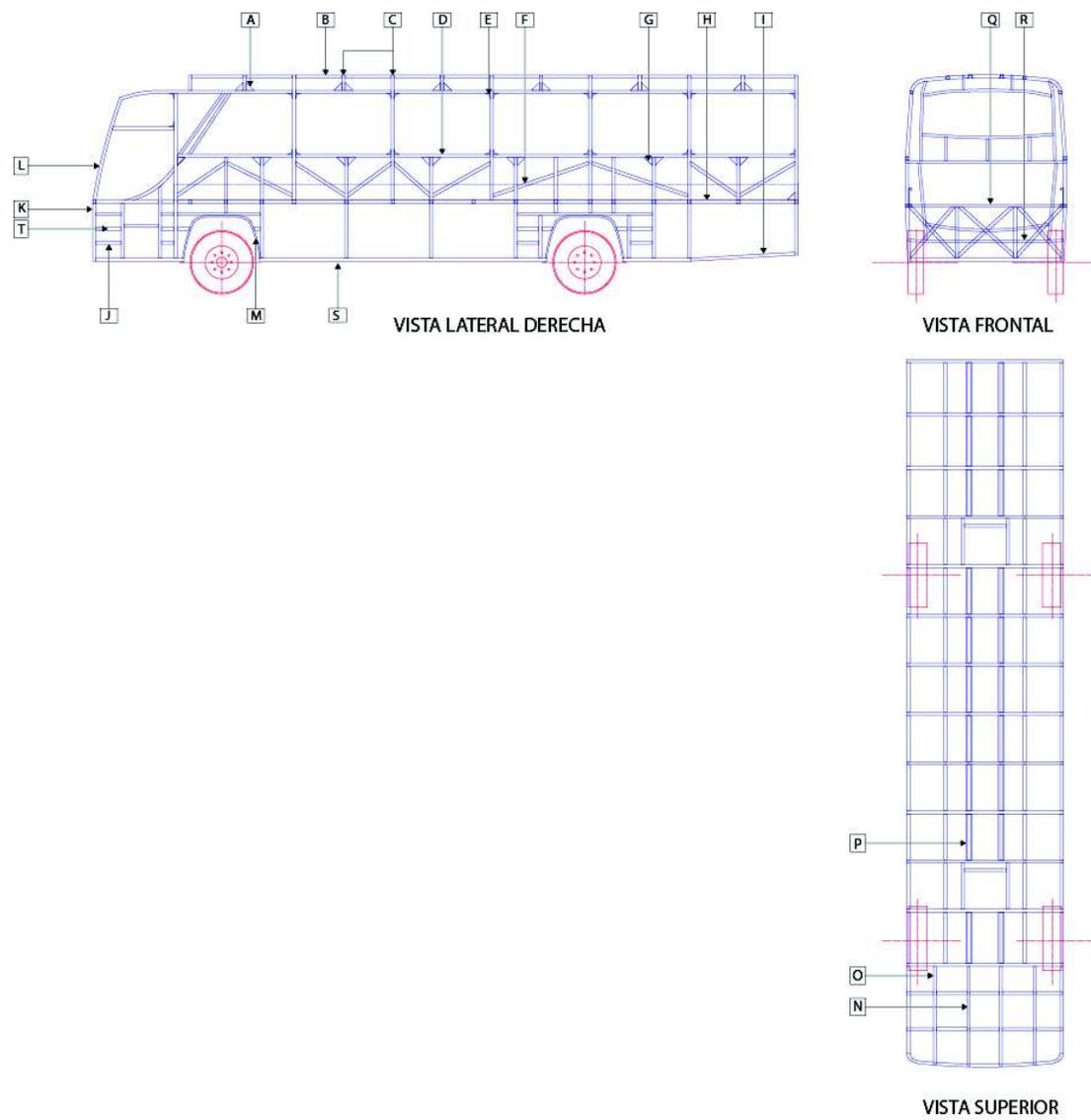
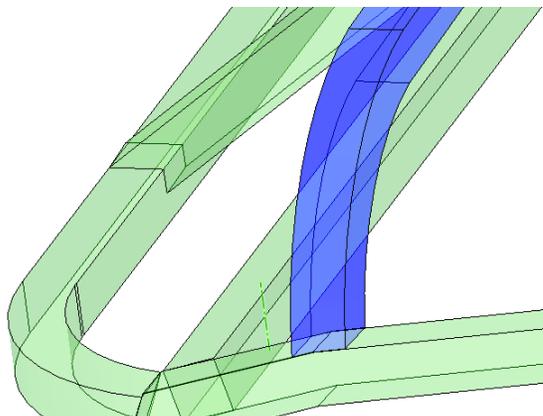


Figura 3.4 Detalle de materiales de la carrocería del bus interprovincial

Tabla 3.1*Materiales y perfiles utilizados en carrocerías*

IDENTIFICACIÓN	DENOMINACIÓN	MATERIAL
A	Placa de acero 1,5 mm	Acero Galvanizado
B	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
C	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
D	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
E	Placa de acero 1,5 mm	Acero Galvanizado
F	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
G	Placa de acero 1,5 mm	Acero Galvanizado
H	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
I	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
J	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
K	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
L	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
M	Canal "U" 25 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
N	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
O	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
P	Perfil Omega 2 mm	Acero Galvanizado
Q	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
R	Tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
S	Perfil 30 x 50 x 255 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado
T	Canal "U" 25 x 50 x 2 mm	Acero Galvanizado

Se extruye cada perfil, a modo de superficie, considerando la sección, geometría y longitud requerida en cada elemento. Se obtuvo el modelo CAD, teniendo en cuenta que los elementos deber estar unidos en los nodos de la estructura en condiciones a tope. Se utilizan las herramientas disponibles en SpaceClaim, como son corte, dividir, combinar, proyectar entre otras, la Figura 3.5 muestra un ejemplo del resultado obtenido.

**Figura 3.5 Acabados en los nodos de la carrocería**

El resultado final del proceso de dibujo asistido por computador se observa en la Figura 3.6 y Figura 3.7

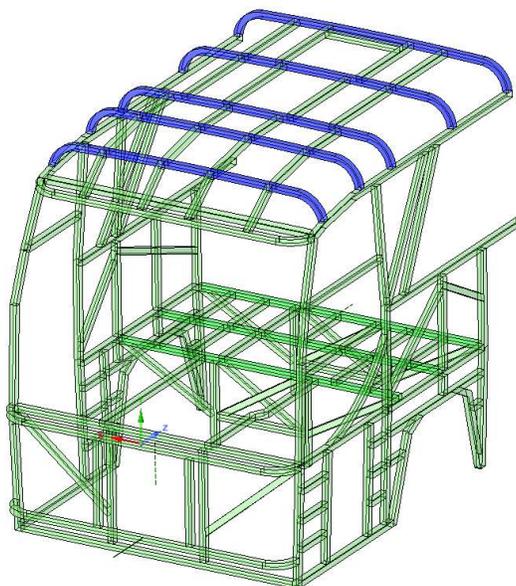


Figura 3.6 Carrocería de bus tipo interprovincial en tres dimensiones

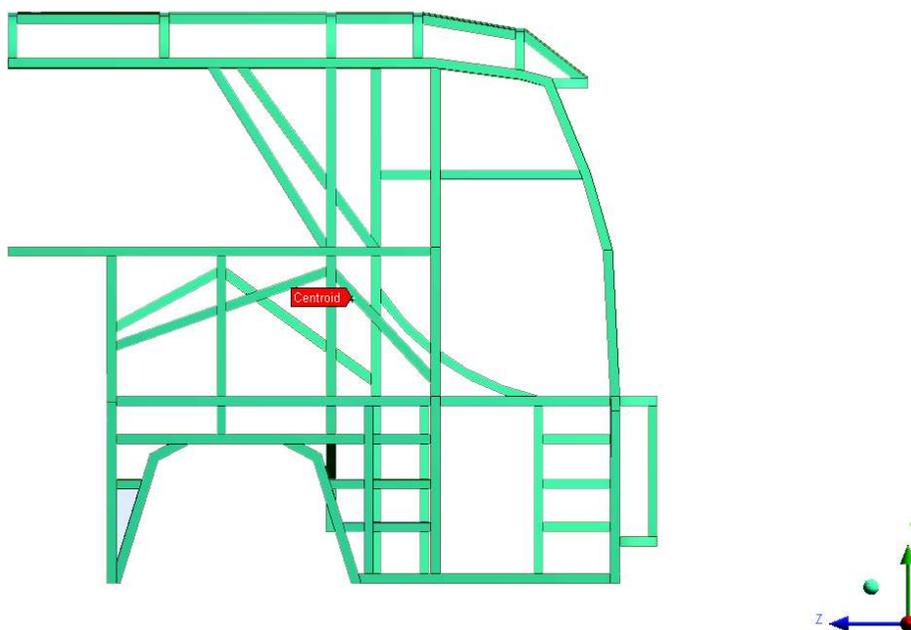


Figura 3.7 Vista lateral de la cabina del bus tipo interprovincial

La cabina se guarda en la extensión *.sdoc, nativa de SpaceClaim de ANSYS, este software tiene la particularidad de estar vinculado al Workbench de tal manera que se puede ingresar la geometría al ANSYS sin problemas, es más dinámico que con otras aplicaciones CAD.

3.2 VERIFICACIÓN DE LA GEOMETRÍA

Se puede verificar el dibujo tridimensional de dos maneras: la primera se realiza mediante software especializados entre los cuales destacan CADdoctor - Elysium, CADdoctor EX, CADdoctor NX¹². Estos programas traducen o reparan diseños CAD, las aplicaciones verifican la geometría y mejoran sus datos 3D, tienen la posibilidad de simplificación de datos para análisis CAE, herramientas de operación y limpieza de geometría para prototipos rápidos e ingeniería inversa.

La segunda alternativa de verificación es visual, el diseñador actúa directamente sobre ciertas interferencias que pueden darse por efecto de las operaciones generadas en el proceso de dibujo. Existen programas de CAD que ayudan a la detección de fallas en el modelo de dibujo mediante herramientas visuales.

En el presente trabajo se comprueba la geometría y posible interferencia mediante herramientas de detección de interferencia que posee el software SpaceClaim.

Se trabaja el modelo de la estructura de la cabina, hasta suprimir todos los excesos por efecto de interferencias causadas por cruces entre perfiles estructurales. En la Figura 3.8 se visualiza el proceso de detección de verificación de la geometría mediante SpaceClaim.

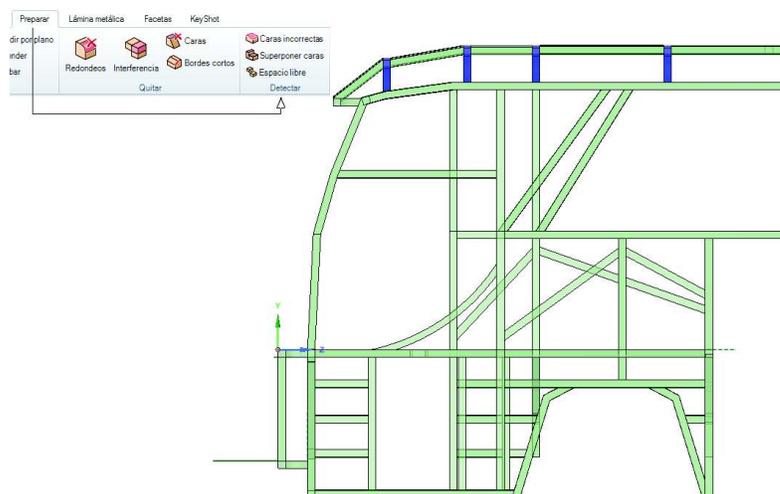


Figura 3.8 Verificación de la geometría de la carrocería

3.3 GENERACIÓN DE LA MALLA PARA ANÁLISIS POR MEF

La generación de malla para análisis por elementos finitos es un tema que ha generado atención en especialistas de mecánica computacional. Las razones son múltiples. Una de las importantes fue que, al principio, la malla superficial presenta un efecto sobre la exactitud de las soluciones numéricas (en parte relacionada con las condiciones de contorno) y la convergencia del esquema computacional en simulaciones numéricas basadas en elementos (o fronteras) finitos.

Por otra parte, las técnicas de mallado tridimensional se basan en mallas de superficie (o contornos), en el presente estudio el tipo de malla a utilizar en el estudio por las características de los elementos analizados es una malla del tipo paralelepípedo.

3.3.1 DISEÑO DE LA MALLA PARA EL ESTUDIO A CARGAS DE IMPACTO FRONTAL DE LA CARROCERÍA DE UN BUS TIPO INTERPROVINCIAL UTILIZADO EN ECUADOR

Las condiciones de malla para el presente estudio se basan en el requerimiento del modelo matemático que permita analizar el problema de impacto de la cabina desde un punto de vista no lineal, para esto se utiliza el módulo de dinámica explícita en el ANSYS.

La dinámica explícita está diseñada para simular aplicaciones mecánicas estructurales que implican uno o más de los siguientes casos (ANSYS Help Viewer,. Appendix F. Explicit Dynamics Theory Guide, 2015) :

1. Impacto de baja velocidad [0 a 1 m/s] o muy alta velocidad [0 a 5000m/s]
2. Propagación de la onda de esfuerzos
3. Respuesta dinámica de alta frecuencia
4. Las grandes deformaciones y las no linealidades geométricas
5. Condiciones de contacto complejas
6. Comportamiento complejo de los materiales.
7. Respuesta estructural no lineal incluyendo el pandeo.
8. El fallo de contactos, soldaduras o sujeciones.
9. Propagación de ondas de choque a través de sólidos y líquidos.
10. Cuerpos rígidos y flexibles.

En el presente análisis se presentan los numerales 1, 2, 3, 4, 5, 9 y 10, lo que obliga a la configuración de una malla utilizada en dinámica explícita.

La cabina está conformada por elementos estructurales de superficie, por ello es menester, diseñar una malla con elementos idóneos para esa característica y que cumplan lo requerido por la dinámica explícita, según ANSYS se recomienda el elemento "SHELL 163".

3.3.1.1 Shell 163

Es un elemento de 4 nodos con capacidades de flexión y de membrana. Permiten cargas en el plano y normales en ambos casos. El elemento tiene 12 grados de libertad en cada nodo: traslaciones, aceleraciones y velocidades en los nodos en las direcciones x, y, z, y rotación alrededor de los ejes nodales x,y,z. Este elemento es usado solamente en los análisis de dinámica explícita.

Este tipo de elemento permite doce formulaciones diferentes. Al igual que con los elementos sólidos, el número de puntos de integración por elemento afecta directamente en el tiempo de procesamiento del CPU. Por lo tanto, para los análisis generales, se recomienda la formulación de membrana de integración reducida.

Los sistemas de coordenadas para la salida de las cantidades asociadas con SHELL 163 puede variar para diferentes formulaciones. Las formulaciones generales del elemento Shell 163 son:

Belytschko-Tsay (KEYOPT (1) = 0 o 2) - por defecto

- Muy rápido y se recomienda para la mayoría de aplicaciones
- Utiliza la integración reducida (un punto)
- No debe ser utilizado cuando los elementos experimentan deformación excesiva

Belytschko-Wong-Chiang (KEYOPT (1) = 10)

- 25% más lento que Belytschko-Tsay
- Utiliza la integración reducida (un punto)
- Por lo general da resultados correctos en el pandeo.

Belytschko-Leviathan (KEYOPT (1) = 8)

- 40% más lento que Belytschko-Tsay
- Utiliza la formulación de integración reducida (un punto)
- Incluye control de reloj de arena física de forma automática.

Totalmente integrado Belytschko-Tsay (KEYOPT (1) = 12)

- 2,5 veces más lenta que la integración reducida de la cáscara Belytschko-Tsay.
- Tiene cuatro puntos de integración en el plano y no necesita control de reloj de arena.
- El esfuerzo de cizallamiento se remedia por la tensión supuesta para el cizallamiento transversal.
- Se recomienda si los modos de reloj de arena son un problema en el análisis.

Hughes-Liu (KEYOPT (1) = 1, 6, 7, 11) => presenta cuatro formulaciones diferentes que pueden compensar la distancia al plano medio del elemento desde los nodos.

KEYOPT (1) = 1 General Hughes-Liu. Tiene la integración de un punto y es 2,5 veces más lenta que Belytschko-Tsay.

KEYOPT (1) = 11 Fast Hughes-Liu. (corrotacional). Tiene la integración de un punto y es 1,5 veces más lento que Belytschko-Tsay.

KEYOPT (1) = 6 S / R Hughes-Liu. Tiene cuatro puntos de integración sin ningún control de arena pero es 20 veces más lenta que Belytschko-Tsay.

KEYOPT (1) = 7 S / R corrotacional Hughes-Liu. Tiene cuatro puntos de integración sin ningún control de arena 8,8 veces más lento que Belytschko-Tsay. Recomendado si el reloj de arena es un problema en el análisis.

Supuestos y restricciones del SHELL163

- Los elementos de área cero no están permitidos. Esto ocurre con mayor frecuencia cuando los elementos no están numerados correctamente.
- No se permite elementos de espesor cero o elementos que disminuyen hasta un espesor cero en cualquier esquina.
- Un elemento triangular puede estar formado mediante la definición de nodos duplicados K y L en los números, como se describe en elementos de forma

degenerada. En este caso, el elemento de la lámina triangular C0 (KEYOPT (1) = 4) se utilizará.

- Un conjunto de elementos de superficie plana puede producir una buena aproximación a una superficie de estructura curvada con la condición de que cada elemento plano no se extienda más sobre de un arco de 15°. La Figura 3.9 muestra características fundamentales del shell 163¹³.

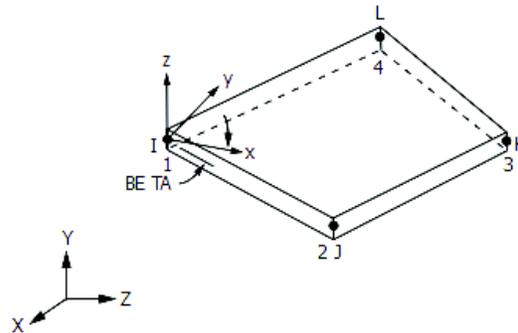


Figura 3.9 Características del elemento “Shell 163”

3.4 CONDICIONES DE BORDE DEL ESCENARIO DE SIMULACIÓN

Las condiciones de borde a utilizar en el escenario de simulación, contemplan el utilizar la normas NCAP, determina que el test de impacto se realice contra una pared rígida a una velocidad de 56 Km/h. (15,5 m/s), masa total de la carrocería de 5000 Kg, se restringe el movimiento en el eje Y, como se observa en la Figura 3.10

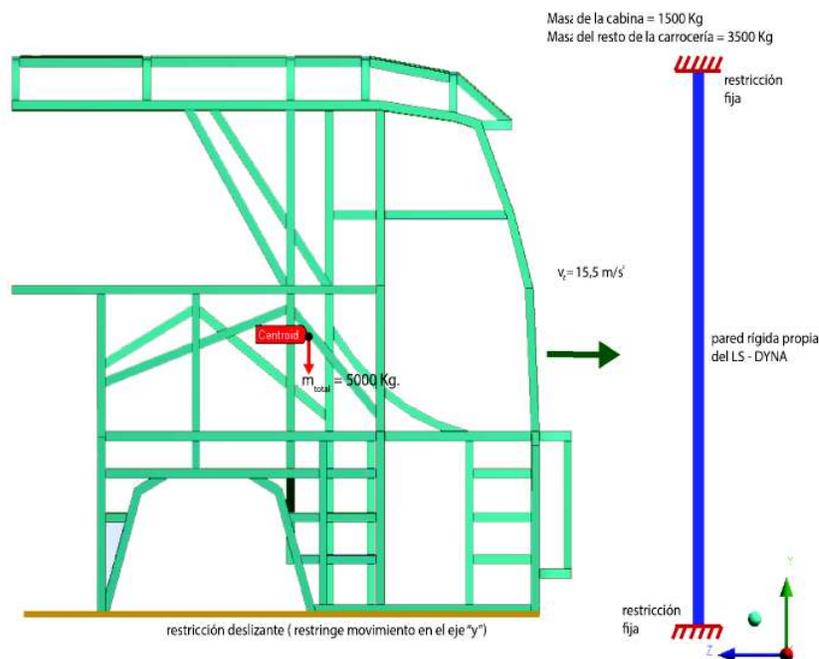


Figura. 3.10 Condiciones de borde para el escenario de simulación

En los acápites descritos en el punto 2.8 se describió de manera general el proceso a seguir en el análisis y simulación de impactos, aplicando el mismo, para el presente proyecto con el objetivo de establecer el elemento estructural crítico del sistema que sería afectado por la condición del impacto, se tiene los siguientes puntos.

3.4.1 PRE PROCESO DE LA SIMULACIÓN

Se limita el estudio a la cabina, la Figura 3.11 indica la superestructura objeto del análisis.

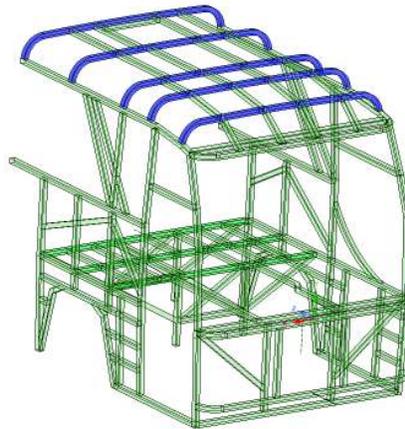


Figura 3.11 Cabina de la carrocería, objeto de análisis

Se utiliza las condiciones iniciales de velocidad (15,5 m/s) en el momento del test de impacto contra una pared rígida y se procede con el proceso de configuración de la simulación que se describe a continuación:

1. Mediante SpaceClaim se genera la cabina de tal manera que las juntas de los perfiles estructurales sean completamente a tope, lo que permite que se genere una condición “bonded” (pegado) de los miembros estructurales, que facilita el análisis de deformación.
2. Mediante el plug-in “Workbench LS-DYNA” se trabaja en la interfaz de Workbench de ANSYS con el software de dinámica explícita LS-DYNA. La Figura 3.12 muestra la cabina ingresada al módulo “Mechanical” .

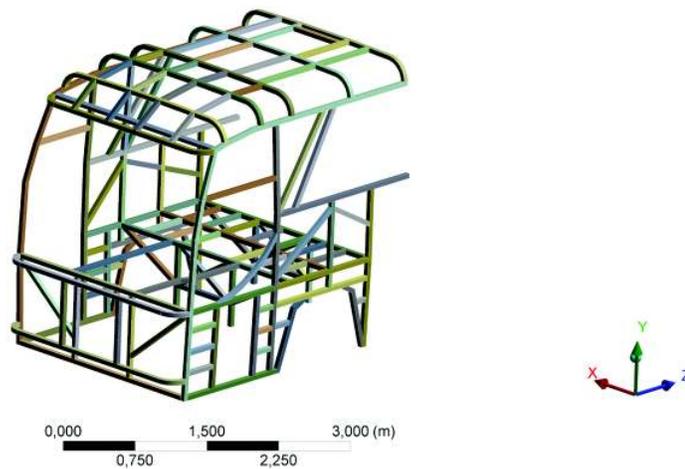


Figura 3.12 Cabina ingresada a la interfaz de Mechanical en Workbench LS-Dyna

- Se realiza la configuración del material a usar en la cabina, en este caso: acero galvanizado, se ingresan las propiedades mecánicas del material, de tal forma que se pueda trabajar en la zona plástica, se incluye las propiedades “Bilinear Isotropic Hardening”, como se muestra en la Figura 3.13

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data	Source	Description	
2	Material			
3	Acero Negro	General	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
4	Structural Steel	General	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
5	Acero Galvanizado	General	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
* Click here to add a new material				
Properties of Outline Row 5: Acero Galvanizado				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Elasticity			
4	Derive from	Young's Modulus ...		
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	2,5E+08	Pa	
15	Tangent Modulus	1,45E+09	Pa	
16	Specific Heat	434	J kg ⁻¹ C ⁻¹	

Figura 3.13 Configuración del acero galvanizado

- Se asigna el material correspondiente a los miembros estructurales según planos de construcción.

5. Se genera un sistema de coordenadas auxiliar que se sitúa en la parte frontal del parachoques de la carrocería, con el objetivo de brindar datos de ubicación a la pared rígida que requiere el LS-DYNA para la configuración del impacto frontal. La Figura 3.14 muestra lo descrito.

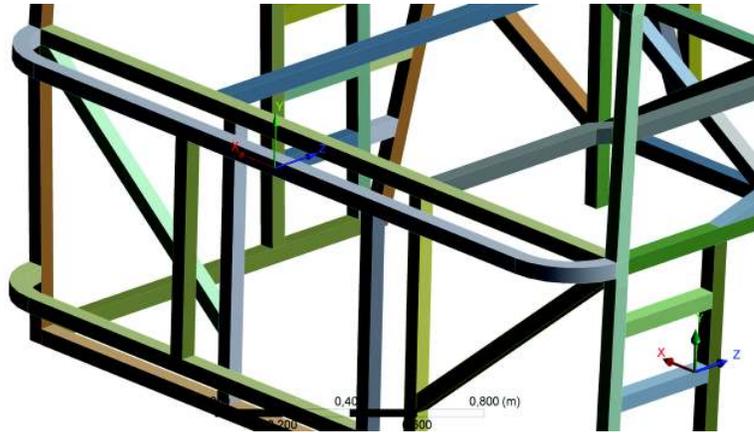


Figura 3.14 Generación de un sistema auxiliar para la generación de la pared rígida

6. Las conexiones de contacto fueron suprimidas, la dinámica explícita requiere esa condición para la simulación.
7. Se procede a la configuración de la malla, se asigna el elemento Shell 163. LS-DYNA no acepta elementos tetraédricos ni piramidales.
8. Se conoce que los softwares CAE de diseño mecánico trabajan con modelos matemáticos basados en elementos finitos, que se resuelven por diferenciación. Se busca garantizar resultados mediante el uso de herramientas estadísticas que el Workbench LS-DYNA posee, es decir establecer el grado de convergencia de resultados de la simulación con respecto al mundo real. Los modos estadísticos que el ofrece el software son: calidad del elemento (element quality, ratio de aspecto (aspect ratio), ratio jacobiano (jacobian ratio), factor de pandeo (warping factor), desviación de paralelidad (Parallel deviation).

Se utiliza el criterio de radio jacobiano, que permite establecer una medida de la desviación de un elemento dado con respecto a otro de forma ideal. El valor jacobiano oscila entre -1,0 a 1,0, donde 1,0 representa un elemento de forma perfecta. Una proporción alta indica que el mapeo entre el espacio del elemento y el espacio del elemento real se está convirtiendo en computacionalmente poco fiable. La Figura 3.15 y Figura 3.16 muestran respectivamente la aplicación del criterio jacobiano y la gráfica de la estadística del número y tipo de elementos obtenidos.

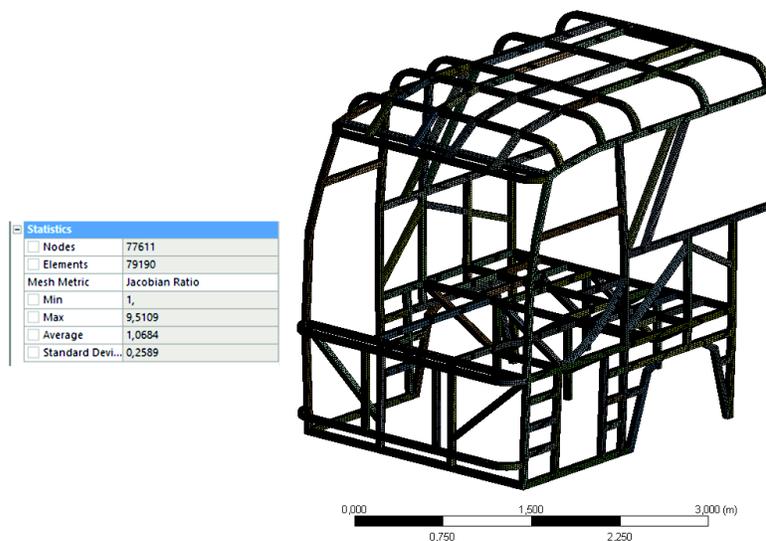


Figura 3.15 Aplicación del criterio de convergencia Jacobiano

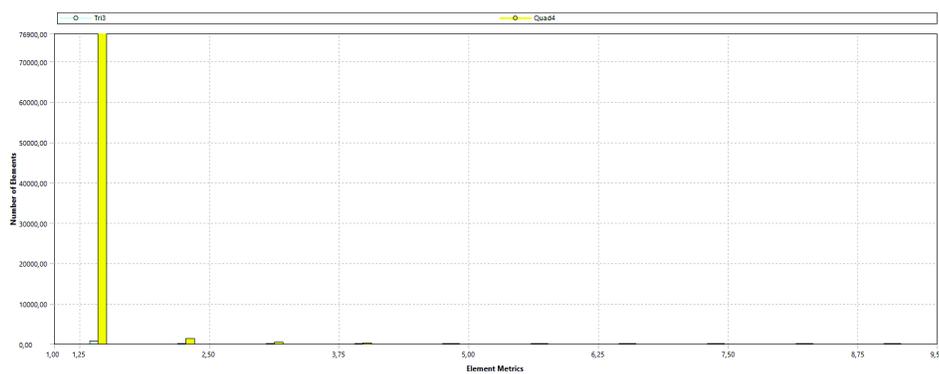


Figura 3.16 Gráfico estadístico de la malla obtenida

9. Se asigna la velocidad del impacto de 15,55 m/s a la carrocería para el estudio, como se observa en la Figura 3.17

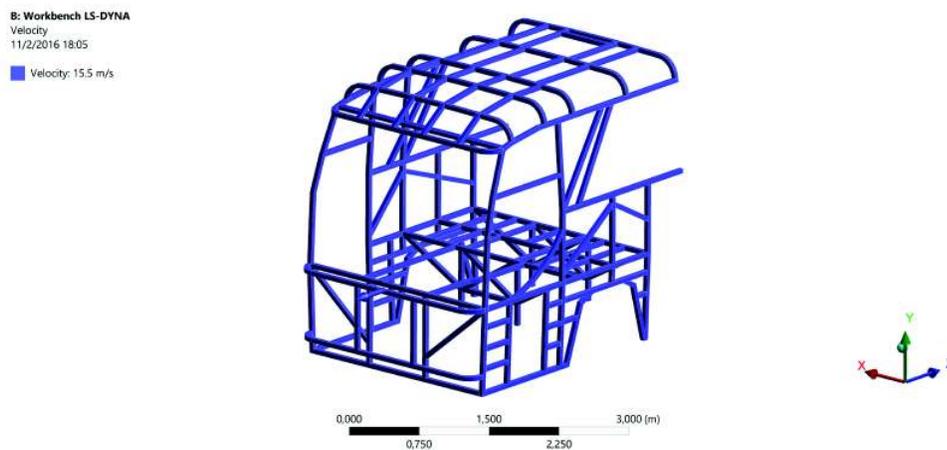


Figura 3.17 Configuración de condiciones iniciales en la cabina, Velocidad de impacto

10. En la configuración del análisis, se selecciona un tiempo de 0,1 s valor que

se asume para el estudio en referencia a los resultados obtenidos en otras simulaciones realizadas, así también se considera lo sugerido por ANSYS LS-DYNA. Se configura el número de procesadores disponibles, en este caso son 4, el análisis se efectuó en una máquina tipo workstation de 32Gb de memoria RAM, se selecciona como el tipo de reloj de arena (Hourglass Type) más idóneo “Flanagan - Belytschko Stiffness” con un coeficiente por defecto de 0,1¹⁴ La Figura 3.18 muestra el proceso indicado.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
End Time	0,1
Time Step Safety Factor	0,9
Maximum Number Of Cycles	10000000
Automatic Mass Scaling	No
CPU and Memory Management	
Memory Allocation	Program Controlled
Number Of CPUs	4
Processing Type	Program Controlled
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Solver Precision	Program Controlled
Unit System	nmm
Initial Velocities	
Initial Velocities are applied immediately	Yes
Damping Controls	
Hourglass Controls	
Hourglass Type	Flanagan-Belytschko Stiffness Form
LS-DYNA ID	4
Default Hourglass Coefficient	0,1
ALE Controls	
Continuum Treatment	Use default advection logic
Cycles Between Advection	1
Advection Method	Donor Cell + Half Index Shift
Simple average Weighting factor	-1
Volume Weighting factor	0
Isoparametric Weighting factor	0
Equipotential Weighting factor	0
Equilibrium Weighting factor	0

Figura 3.18 Configuración del estudio, tiempo, procesadores, tipo de Hourglass

3.4.2 POS PROCESO DE LA SIMULACIÓN

El solver utilizado en el estudio es el nativo del software LS-DYNA, cuyas características generales se describieron en el capítulo II. La Figura 3.19 muestra algunas particularidades de este resolvidor.

Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Explicit Dynamics
Solver Target	LSDYNA@LSDYNA
Options	
Environment Temperature	22, °C
Generate Input Only	No

Figura 3.19 Detalles del Solver empleado

Cabe indicar que el tiempo de solución depende de la calidad de la malla, así como del tiempo configurado para el estudio, en el presente proyecto la generación del análisis y obtención de resultados tardó cerca de 48 horas.

¹⁴ ANSYS Help Viewer, Specify Analysis Settings for Explicit Dynamics Analyses

3.4.2.1 Resultados Obtenidos

Para determinar los resultados que se exponen a continuación, fue necesario realizar varias simulaciones e iteraciones, así como cálculos de la relación entre la energía interna y el Hourglass con el objeto de validar el estudio.

En el Anexo D, se ubican evidencias de los estudios previos efectuados para determinar la simulación considerará como coherente y válida.

Para la presentación de los resultados expresados mediante gráficos y curvas que permitan analizar y evaluar los resultados logrados en el pos procesado, se utiliza el módulo APDL de ANSYS que permite extraer información de la simulación y que puede ser apreciada en el pos procesador LS Prepost 4.2, nativo de LS DYNA.

Se efectúa el pos procesamiento en ANSYS APDL para generar archivos legibles en LS Prepost 4.2, la Figura 3.20 muestra el proceso.

```

C:\Program Files\ANSYS Inc\v161\CommonFiles\TCL\bin\win64\wish.exe
All rights reserved
***** notice ***** notice ***** notice *****
Beginning of keyword reader 02/12/16 09:42:26
Memory required to process keyword : 779774
input of data is completed
initial kinetic energy = 0.11742480E+08
Memory required to begin solution : 779774
Additional dynamically allocated memory: 657457
Total: 1437231
initialization completed
1 t 0.0000E+00 dt 6.24E-05 flush i/o buffers 02/12/16 09:42:27
1 t 0.0000E+00 dt 6.24E-05 write d3plot file 02/12/16 09:42:27
cpu time per zone cycle..... 0 nanoseconds
average cpu time per zone cycle... 14284 nanoseconds
average clock time per zone cycle.. 4886 nanoseconds
estimated total cpu time = 1457 sec ( 0 hrs 24 mins)
estimated cpu time to complete = 1456 sec ( 0 hrs 24 mins)
estimated total clock time = 501 sec ( 0 hrs 8 mins)
estimated clock time to complete = 500 sec ( 0 hrs 8 mins)
termination time = 1.000E+00
termination cycle = 10000000

```

Figura 3.20 Procesamiento de datos en ANSYS APDL

Se procede al ingreso de los archivos generados en ANSYS APDL, en LS Prepost 4.2, la Figura 3.21 muestra la cabina utilizada en el análisis antes del impacto frontal.

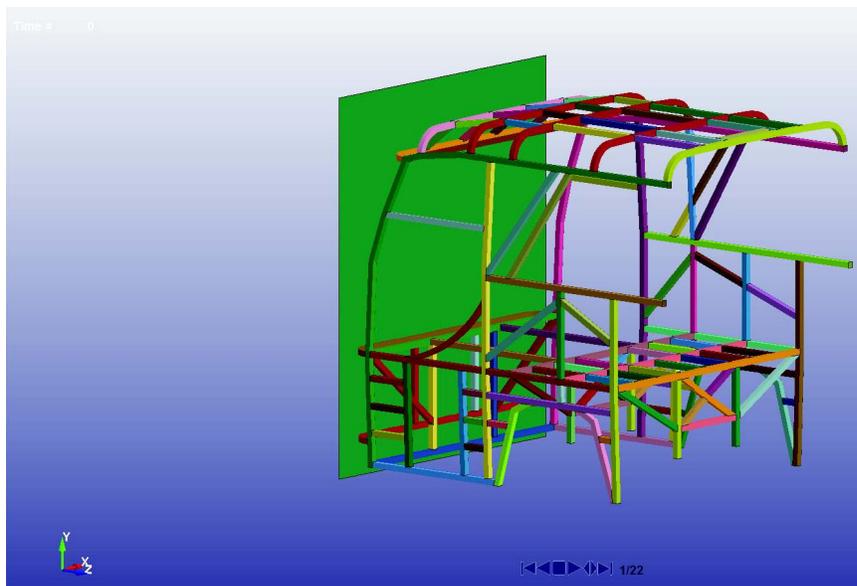


Figura 3.21 Ingreso de datos a LS Prepost 4.2

En la Figura 3.22 se observa la deformación producto del impacto frontal en la cabina, así como se confirma que los elementos críticos resultan ser los elementos que conforman el frontal, el cual servirá de base para la idealización a realizarse en el Capítulo IV .

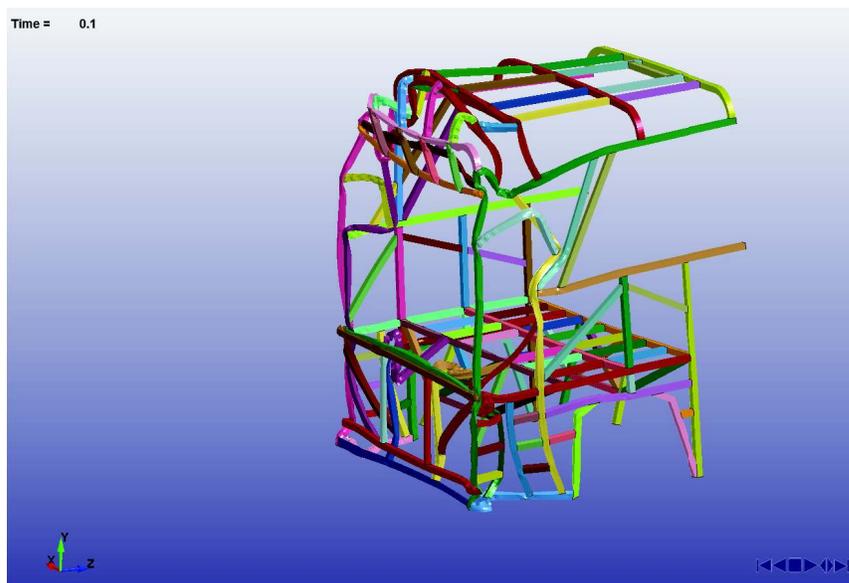


Figura 3.22 Cabina deformada después del impacto, obtenido en LS Prepost 4.2

En la Figura 3.23 se observa el desplazamiento direccional en el eje Z, observándose que el elemento 30336 presenta el valor máximo de 56 cm, se observan ampliaciones en el elemento para una mejor visualización.

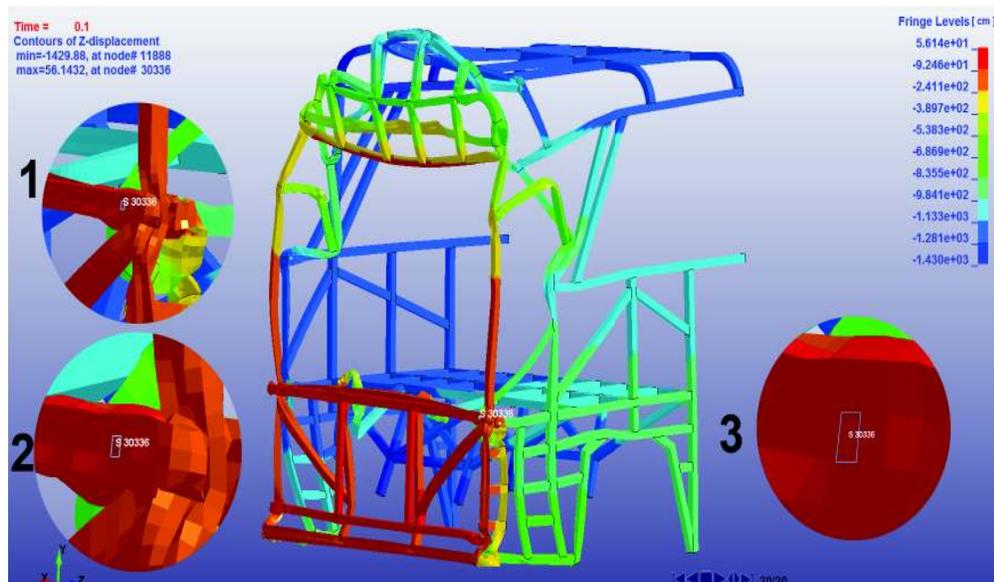


Figura 3.23 Resultados de la deformación direccional en el eje z, obtenidos en LS Prepost 4.2

En la Figura 3.24 se observa el esfuerzo efectivo, observándose que el elemento 18651 presenta el valor máximo de 1796.41 MPa, valor que puede ser una singularidad del programa, de no ser así se determina que el elemento ya sufrió la rotura.

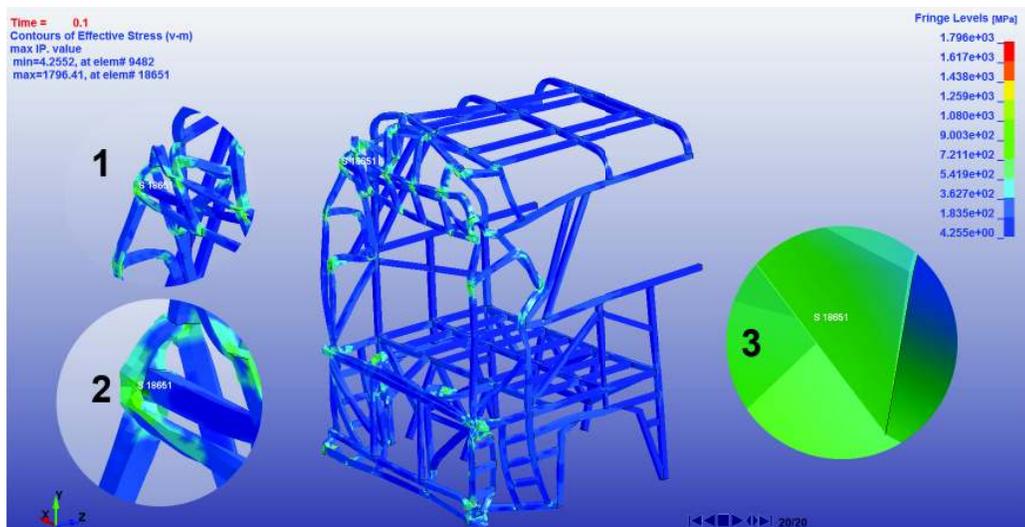


Figura 3.24 Resultados del esfuerzo principal de Von Mises, obtenidos en LS Prepost 4.2

En la Figura 3.25 se observa la deformación unitaria plástica, observándose que el elemento 30854 presenta el valor máximo de 1,72158

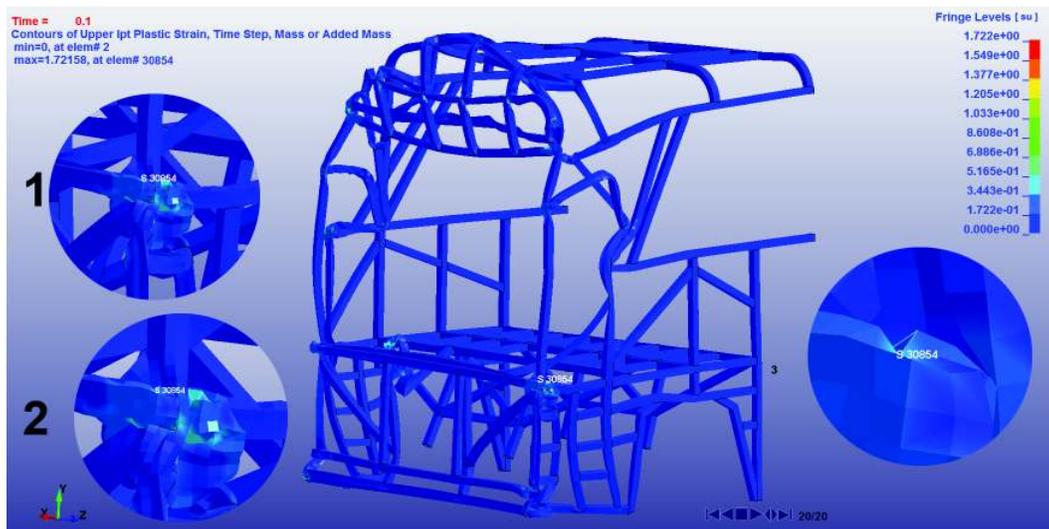


Figura 3.25 Resultados de la deformación unitaria plástica, obtenidos en LS Prepost 4.2

3.4.2.2 Validación del estudio computacional

Para validar los resultados obtenidos en el estudio, se ha recurrido a la relación entre la energía interna de deformación de impacto versus el valor de la energía del Hourglass. Si la Energía de Hourglass es menor al 10 % de la Energía Interna la solución es aceptable (ANSYS Help Viewer, Hourglassing ,2014)

Se determina los valores de energía interna por impacto en una gráfica que se extrae del LS-DYNA, este valor es de 54×10^6 J (a un tiempo de 0,01 s); a continuación la Figura 3.26, muestra el detalle mencionado.

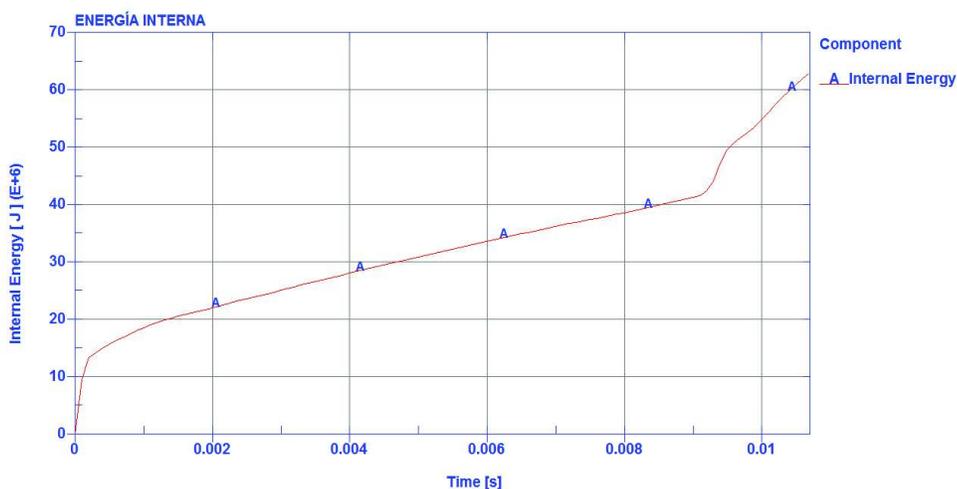


Figura 3.26 Resultados de energía interna por impacto

El valor del Hourglass es de $0,68 \times 10^6$ J (a un tiempo de 0,01 seg), lo cual se muestra en la Figura 3.27

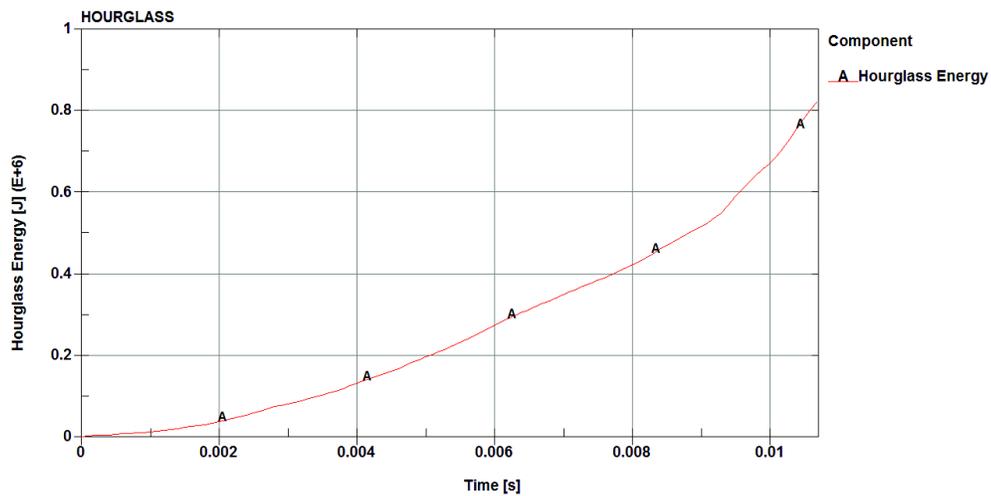


Figura 3.27 Resultados del control de reloj de arena (Hourglass) por impacto

Se calcula la relación entre el Hourglass obtenido y la energía interna por deformación en la cabina:

$$\text{Hourglass} = 0.68 \times 10^6 \text{ J}$$

$$\text{Energía}_{int} = 54 \times 10^6 \text{ J}$$

$$H = \frac{\text{Hourglass}}{\text{Energía}_{int}} \times 100\%$$

$$H = 1.26\%$$

$$H < 10\%$$

(3.1)

Como el valor de la relación obtenido H es menor al 10% se establece, por lo tanto, que el estudio para las condiciones establecidas se considera válido.

En la Figura 3.28 se observa el comportamiento de la energía interna y del control de reloj de arena con respecto al tiempo, observándose que la relación del control de arena respecto a la energía interna es inferior al 10%

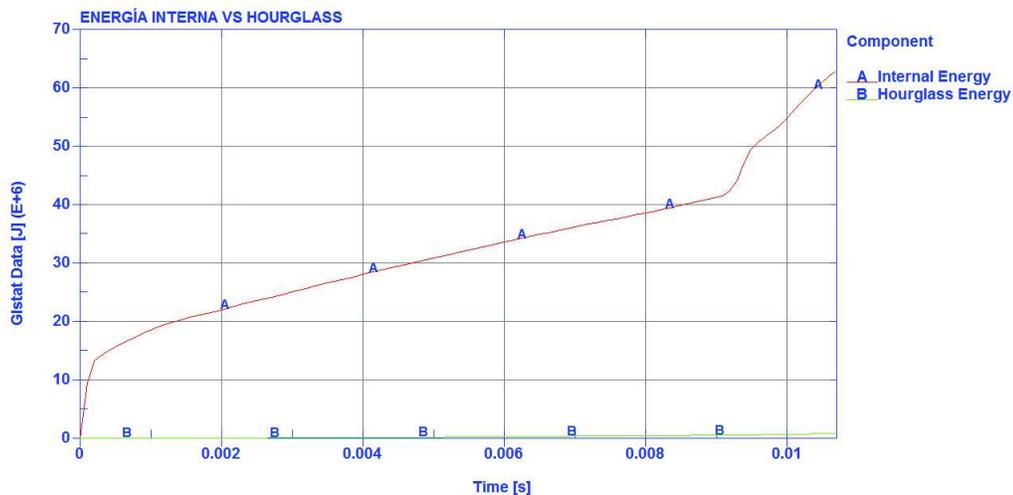


Figura 3.28 Comportamiento de la energía interna y control de reloj de arena

En la Figura 3.28 se observa el comportamiento de la energía total del modelo en base a la estructura de la cabina durante la prueba de impacto. La precisión está garantizada ya que la energía total tiende a mantenerse constante y la energía de reloj de arena no excedió de 10% de la energía interna.

El comportamiento de la gráfica de energía total obtenido para el presente estudio es similar al resultado obtenido en un estudio similar presentado por Pattaramon Jongpradist et al (2015)¹⁵

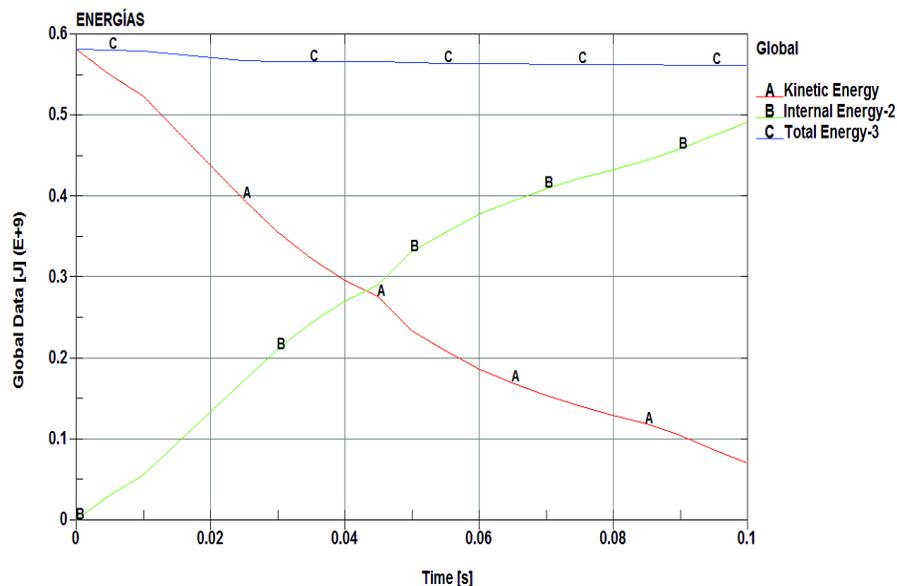


Figura 3.29 Diagrama de energía durante la simulación del impacto en el modelo de carrocería tipo de autobús interprovincial

¹⁵ Pattarom Jongpradist et al, *Improvement of Crashworthiness of bus Structure under Frontal Impact*. The 2015 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM15) Incheon, Korea, August 25-29, 2015

Se concluye, además, que la mayor deformación se produce en el elemento estructural denominado frontal o parachoques. Se considerará esta parte como elemento crítico, mismo que será utilizado para el desarrollo de la metodología de cálculo en zona plástica del capítulo IV.

3.4.2.3 Estudio en elementos críticos considerando el desplazamiento direccional en Z

Con el objetivo de establecer el comportamiento de los elementos críticos de la carrocería, en la Figura 3.30 se ilustra el desplazamiento direccional en el eje Z, se eligen tres elementos adicionales, además del crítico, para establecer el comportamiento de los mismos considerando parámetros como: el esfuerzo de Von mises, el desplazamiento direccional y la deformación plástica, que ayuden a sustentar el comportamiento de la cabina.

En la zona crítica se procede a extraer datos y resultados en cuatro elementos finitos distintos, que se denominan: elemento S30334, S30336, S30338 y S30339, la Figura 3.30 indica los elementos visualizados a diferentes ampliaciones.

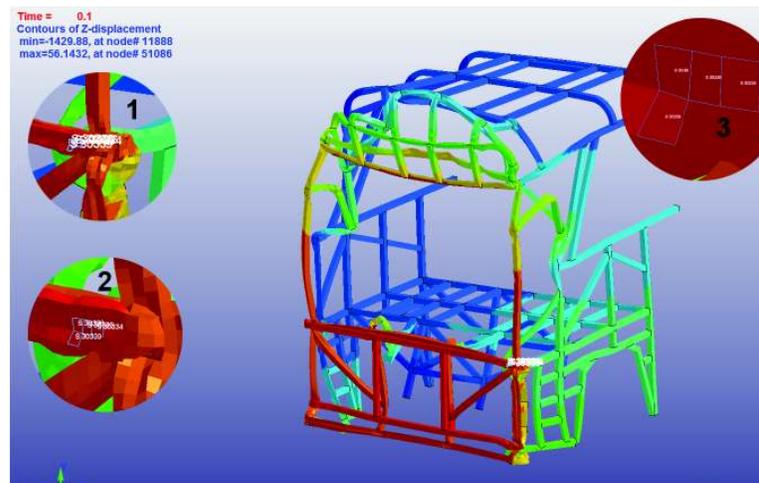


Figura 3.30 Elementos seleccionados como muestras para obtención de resultados

El comportamiento de los elementos seleccionados respecto al esfuerzo principal de Von mises se muestran en la Figura 3.31, como se observa, en el instante inmediato al impacto el comportamiento de los cuatro elementos es muy similar llegando a valores cercanos a 450 MPa, valores que sugieren que los elementos ya presentan un comportamiento plástico, a partir de dicho punto se presentan fluctuaciones.

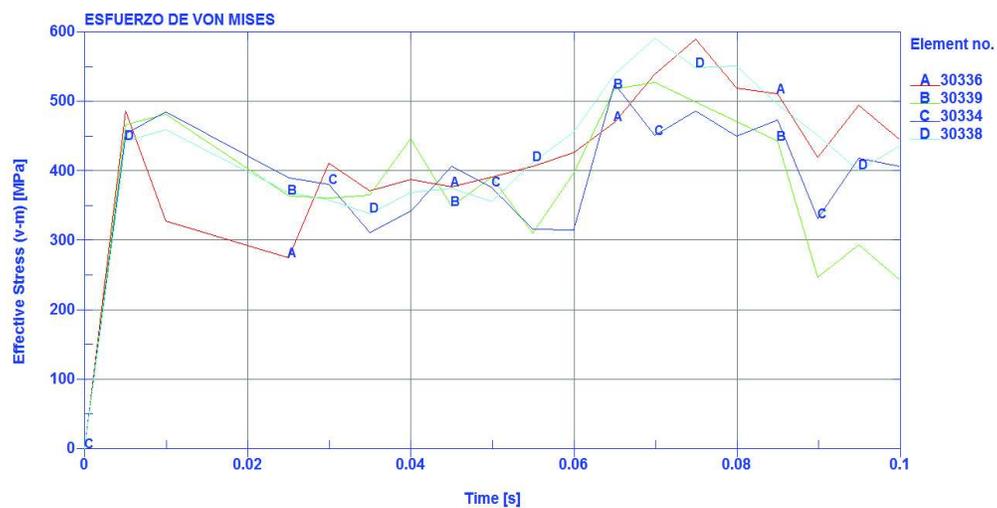


Figura 3.31 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados

La curva de la deformación plástica en los elementos se muestra en la Figura 3.32

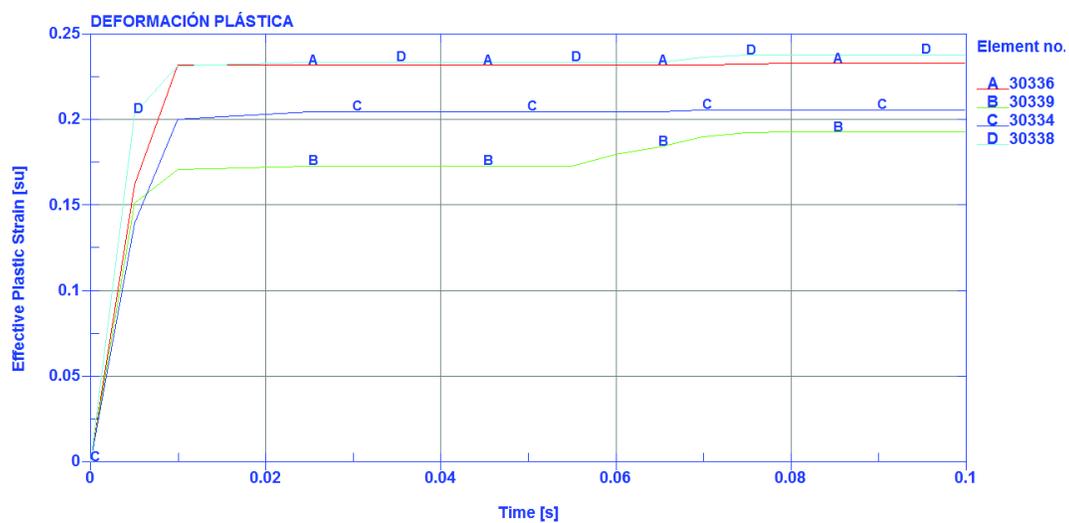


Figura 3.32 Deformación plástica en los elementos seleccionados

La curva del desplazamiento resultante respecto al tiempo en los elementos se muestran en la Figura 3.33

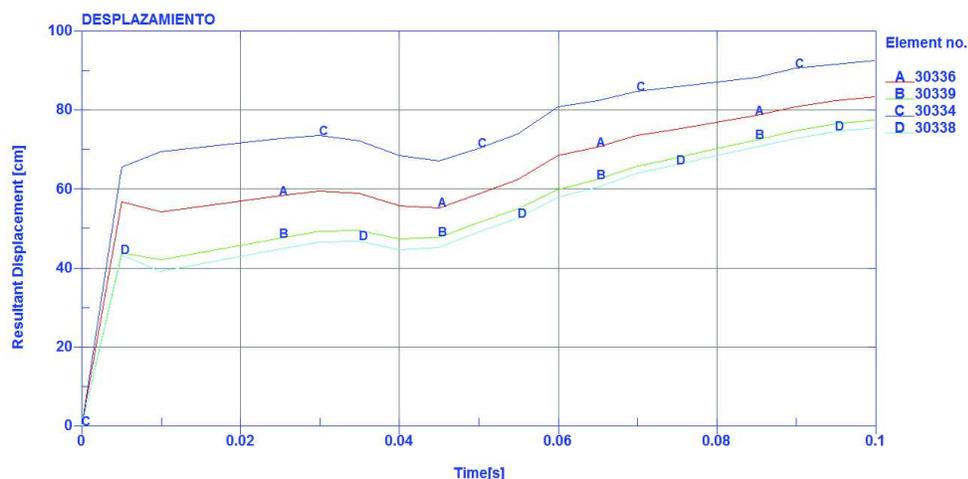


Figura 3.33 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados

En la Figura 3.34 se observan las curvas que representan el esfuerzo versus la deformación de cada uno de los elementos seleccionados.

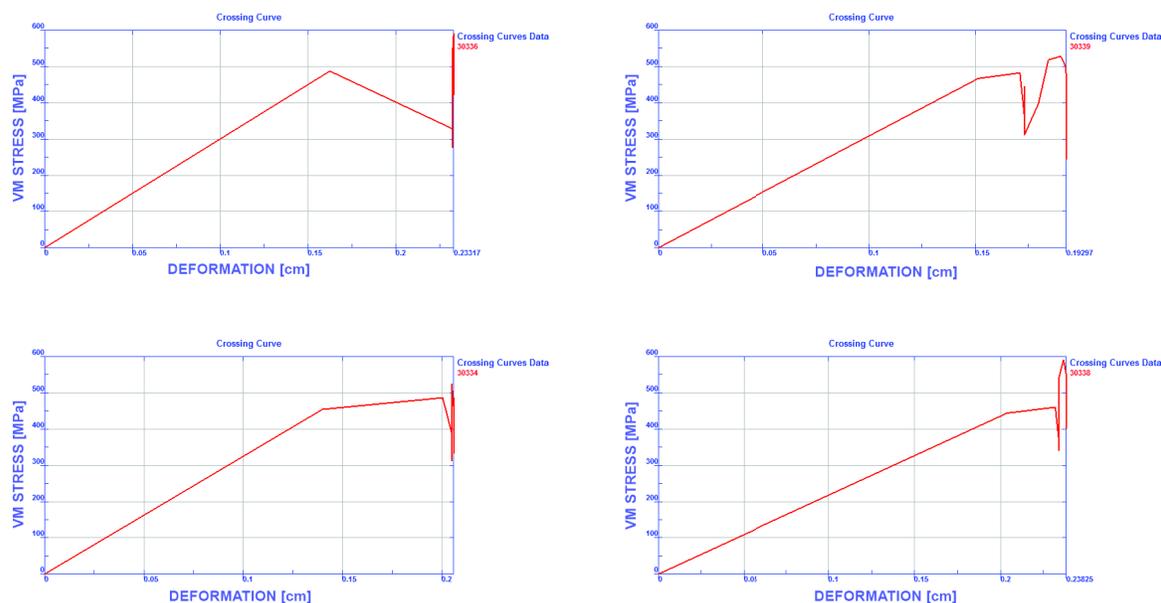


Figura 3.34 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos

Con respecto al elemento S30336 (elemento crítico) se observa que el comportamiento de recuperación elástica se produce hasta un esfuerzo de 250 MPa, que corresponde al valor del límite de fluencia del material, con una deformación de 0,08. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 480 MPa en un tiempo de 0,005 s de iniciado el impacto, luego del

cual sufre una disminución brusca del esfuerzo a un tiempo de 0.01 s de iniciado el impacto, lo que indica el colapso del elemento.

Con respecto al elemento S30339 se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 250 MPa, con una deformación de 0,082. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 465 MPa en un tiempo de 0,005 s de iniciado el impacto y llega a un valor máximo de 480 MPa que corresponde a un tiempo de 0,01 s, luego del cual sufre una disminución brusca del esfuerzo, lo que presupone el colapso del elemento.

Con respecto al elemento S30334 se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 250 MPa, con una deformación de 0,083. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 455 MPa en un tiempo de 0,005 s de iniciado el impacto y llega a un valor máximo de 482 MPa que corresponde a un tiempo de 0,01 s, luego del cual sufre una disminución brusca del esfuerzo, lo que presupone el colapso del elemento.

Con respecto al elemento S30338, el comportamiento es muy similar a los dos elementos anteriormente descritos, así se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 250 MPa, con una deformación de 0,082. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 440 MPa en un tiempo de 0,005 seg de iniciado el impacto y llega a un valor máximo de 455 MPa que corresponde a un tiempo de 0,01 s, luego del cual sufre una disminución brusca del esfuerzo, lo que presupone el colapso del elemento.

En la Figura 3.35 se observa el comportamiento del esfuerzo de Von mises con respecto al desplazamiento de los elementos. Se observa que el comportamiento de los elementos es muy similar, no se puede diferenciar entre el comportamiento elástico, elasto-plástico y plástico de los elementos. Sin embargo en la mayoría de los elementos se produce la disminución del valor de esfuerzo en un valor cercano al límite de rotura del material (505 MPa), produciéndose el colapso de los elementos

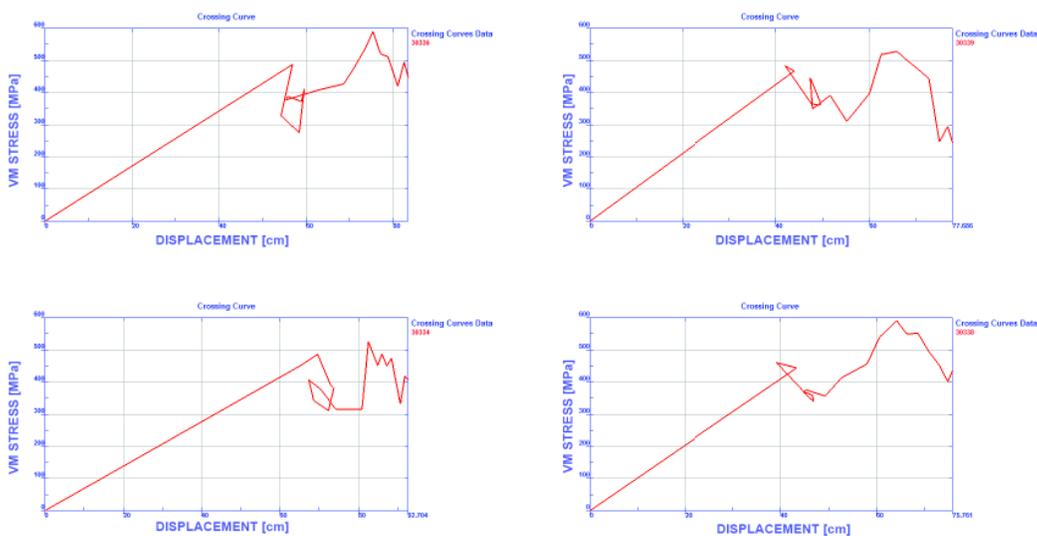


Figura 3.35 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento en los elementos seleccionados

3.4.2.4 Estudio en elementos críticos considerando el esfuerzo de Von mises

En la Figura 3.24 se presentó el esfuerzo efectivo y se observó que el valor en el elemento crítico fue de 1796.41 MPa, valor excesivamente alto para las propiedades mecánicas del material de la cabina, para determinar si el mismo se constituye en una singularidad o es un comportamiento real, se procede a seleccionar tres elementos adicionales cercanos a la zona del mencionado elemento y se presenta el comportamiento según los parámetros utilizados en el acápite 3.4.2.3

En la Figura 3.36 se ilustra el esfuerzo con los tres elementos adicionales seleccionados. En la zona crítica se extrae datos y se presentan los resultados en cuatro elementos finitos distintos, que corresponden a los elementos: S18651 (elemento crítico) S 17026, S 17032, S 17031.

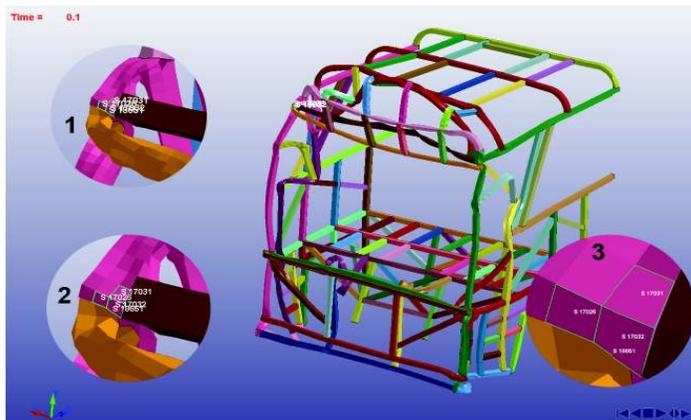


Figura 3.36 Elementos seleccionados según esfuerzo de Von mises

El comportamiento de los elementos seleccionados respecto al esfuerzo principal de Von mises se muestran en la Figura 3.37, como se observa, en el instante inmediato al impacto el comportamiento de los cuatro elementos es muy similar llegando a valores cercanos a 250 MPa en los primeros 0,02 s luego del impacto, en el caso del elemento S18651 se observa que luego de transcurrido los 0,02 s se produce un incremento brusco en el valor del esfuerzo llegando a un valor de 2500 MPa en un tiempo de 0,04 s y de 2600 MPa en un tiempo de 0,05 s valores que confirman que el comportamiento del elemento S18651 se constituye en una singularidad propia del programa. Esto se confirma si se observa el comportamiento de los tres elementos cercanos que es muy similar entre ellos.

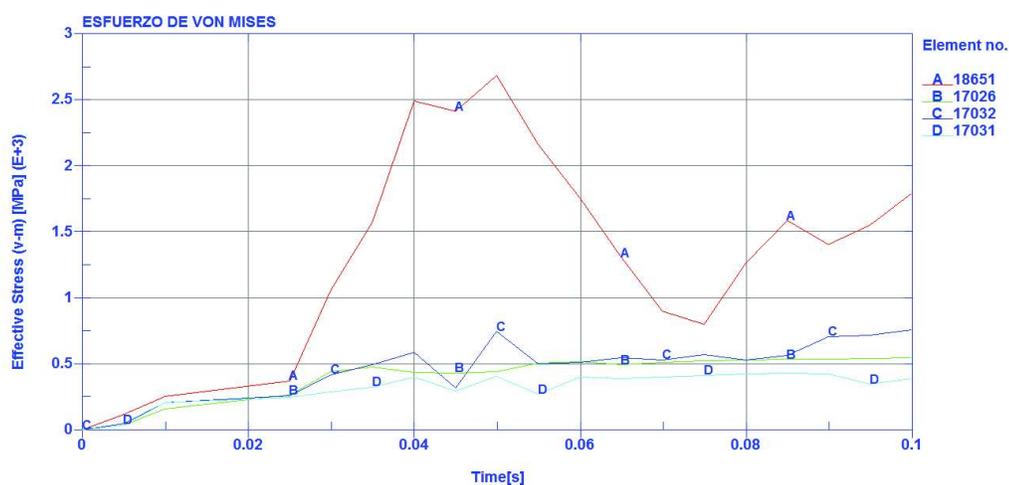


Figura 3.37 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados

La curva del desplazamiento resultante respecto al tiempo de los elementos se muestra en la Figura 3.38

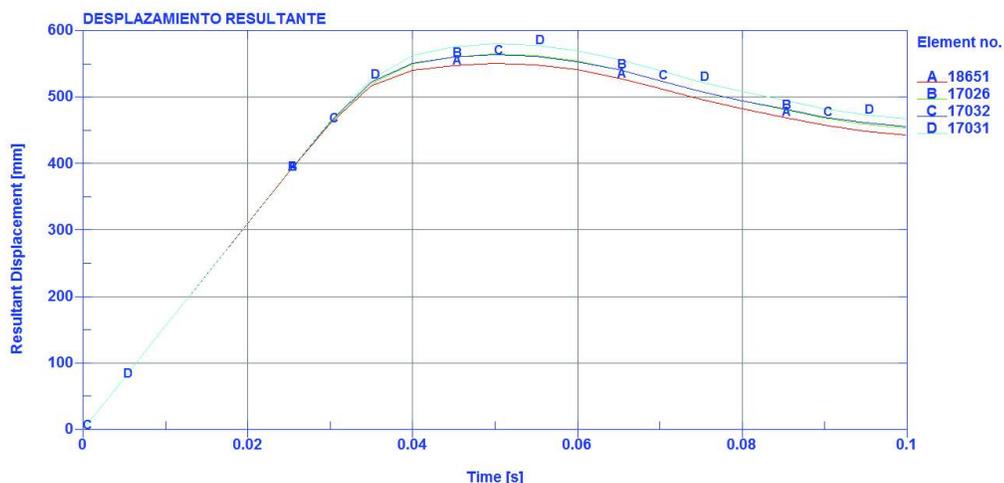


Figura 3.38 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados

En la Figura 3.39 se observan las curvas que representan el esfuerzo versus la deformación de cada uno de los elementos seleccionados.

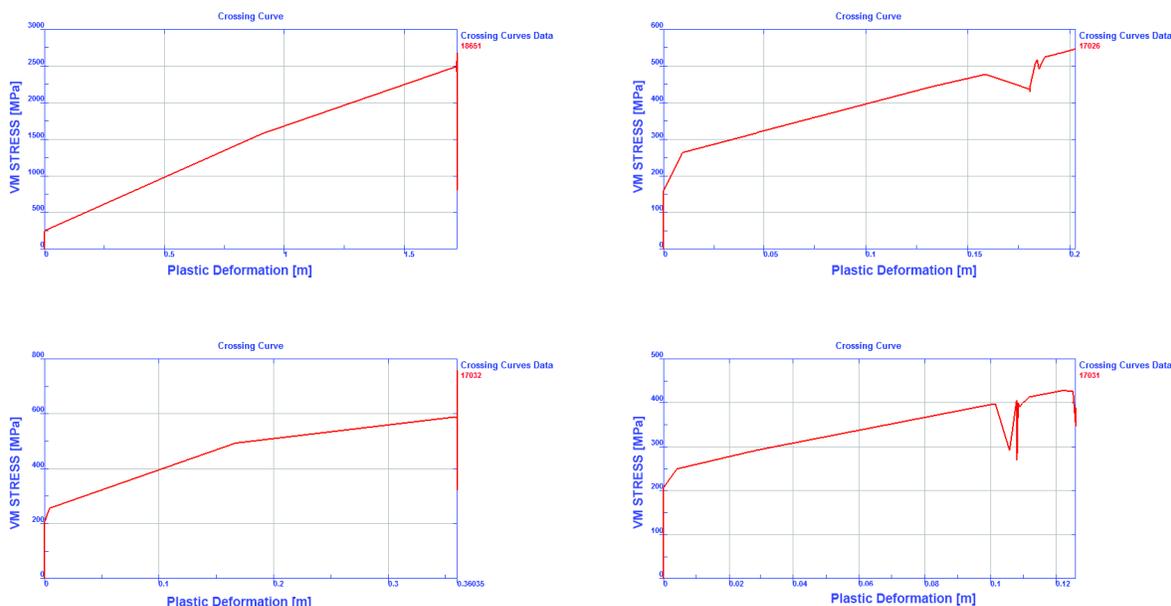


Figura 3.39 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos

Con respecto al elemento S 18651 se confirma que el comportamiento del mismo es una singularidad.

Con respecto al elemento S17026 se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 265 MPa, con una deformación de 0,0085. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 475 MPa con una deformación plástica de 0,156 lugar donde se produce el colapso del elemento

Con respecto al elemento S17032 se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 250 MPa, con una deformación de 0,009. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 500 MPa con una deformación de 0,175

Con respecto al elemento S17031 se observa un comportamiento elástico hasta un esfuerzo de 250 MPa, con una deformación de 0,0045. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 395 MPa con una deformación de 0,105 lugar en donde se produce un decremento del esfuerzo que se debe al colapso del elemento.

En la Figura 3.40 se observa el comportamiento del esfuerzo de Von mises con respecto al desplazamiento de los elementos. Se observa que el comportamiento de elemento crítico es diferente a los otros elementos, reiterando que los resultados en este elemento se debe a una singularidad. Con respecto a los tres elementos restantes el comportamiento es muy parecido, se observa una fase inicial en donde se presenta un comportamiento lineal hasta llegar a un valor cercano a los 200 MPa que se mantiene aproximadamente constante en un cierto desplazamiento, hasta llegar a un valor de 250 MPa, en donde se produce un incremento del esfuerzo hasta llegar a un valor cercano al límite de rotura del material produciéndose el colapso del material. En los tres elementos se observa que el colapso de los elementos se produce en valores cercanos a 550 mm de desplazamiento.

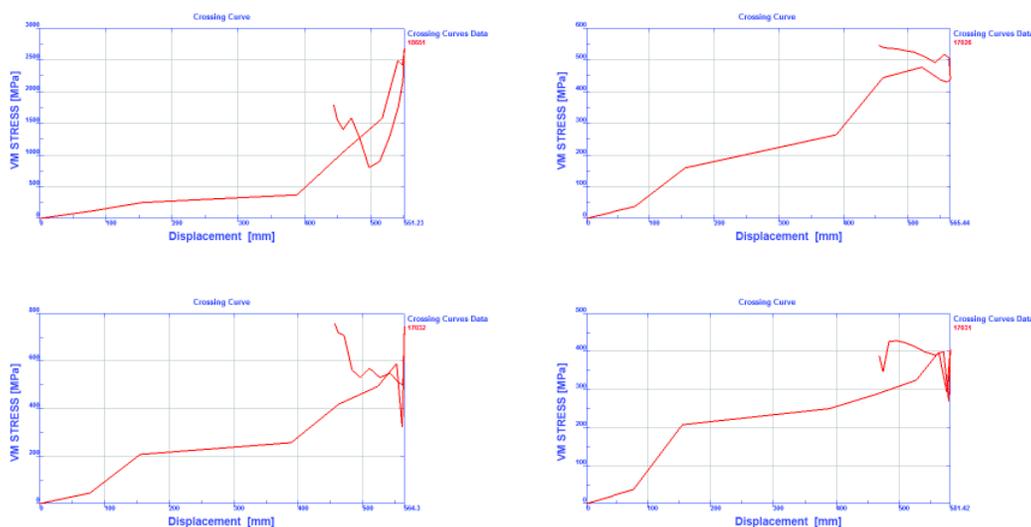


Figura 3.40 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento en los elementos seleccionados

3.4.2.5 Estudio en elementos críticos considerando la deformación plástica

Manteniendo el procedimiento establecido en el acápite 3.4.3.3 y utilizando como referencia la Figura 3.25 en que se ilustra la deformación unitaria plástica, se eligen tres elementos adicionales, además del crítico, para establecer el comportamiento de los mismos.

En la zona crítica se extraen datos de cuatro elementos finitos distintos, que se denominan: elemento S30721, S30854, S30714 y S30716, la Figura 3.41 indica los elementos mencionados.

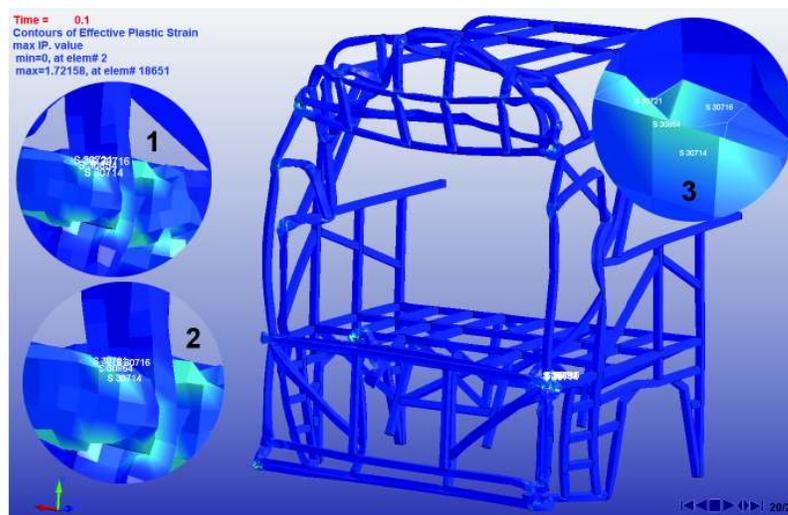


Figura 3.41 Elementos seleccionados para obtención de resultados

El comportamiento de los elementos seleccionados respecto al esfuerzo principal de Von mises se muestran en la Figura 3.42, como se observa, en el instante inmediato al impacto el comportamiento de los cuatro elementos es muy similar llegando a valores cercanos a 400 MPa, en un tiempo de impacto de 0,005 s luego se presentan incrementos destacándose el incremento del elemento 30854 que llega a un valor máximo de 890 MPa, valor superior al límite de rotura del material y su posterior disminución, este valor sugiere que el elemento ya presenta un comportamiento plástico y que a fallado, a partir de dicho punto se presentan fluctuaciones. En el caso de los otros elementos el comportamiento es similar.

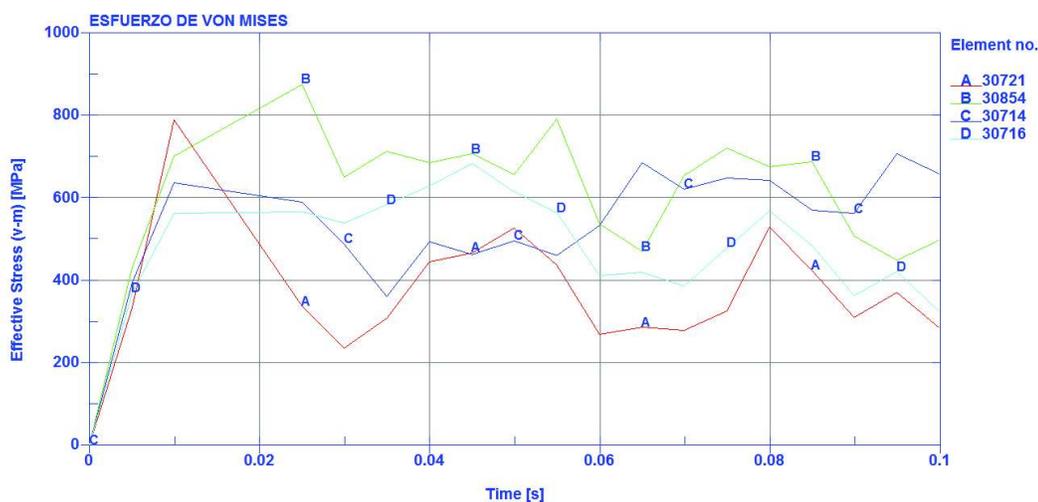


Figura 3.42 Esfuerzo V-M en los elementos seleccionados

Las curvas de la deformación plástica en los elementos se muestra en la Figura 3.43

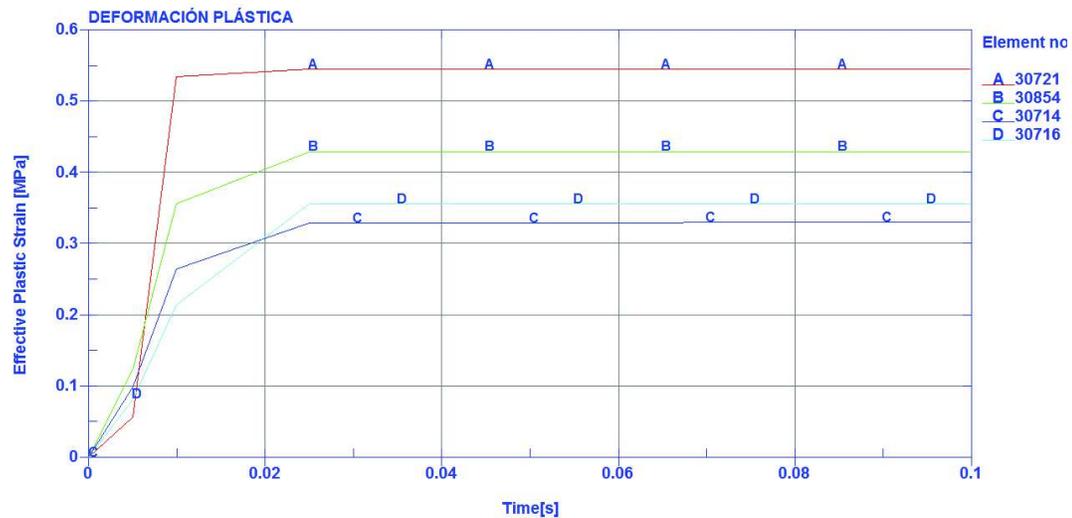


Figura 3.43 Deformación plástica en los elementos seleccionados

La curva del desplazamiento resultante respecto al tiempo de los elementos se muestra en la Figura 3.44

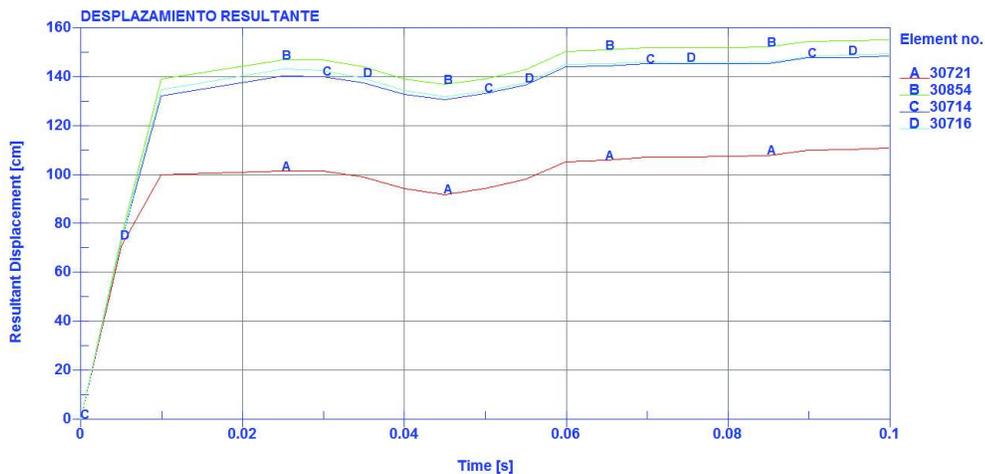


Figura 3.44 Desplazamiento resultante en los elementos seleccionados

En la Figura 3.45 se observan las curvas que representan el esfuerzo versus la deformación de cada uno de los elementos seleccionados.

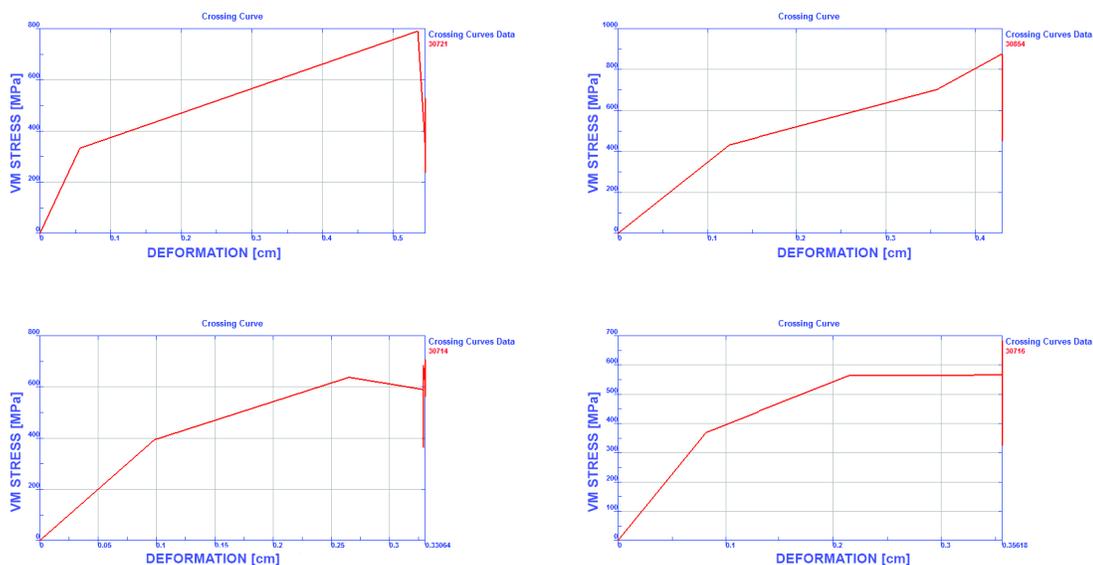


Figura 3.45 Esfuerzo VM vs deformación en los elementos

Con respecto al elemento S30721 se observa que el comportamiento de recuperación elástica se produce hasta un esfuerzo de 260 MPa, que corresponde al valor del límite de fluencia del material, con un desplazamiento de 0,06 cm. El comportamiento para el ajuste lineal plástico isotrópico llega hasta un esfuerzo de 780 MPa en un tiempo de 0,01 s de iniciado el impacto, luego del cual sufre una disminución brusca del esfuerzo hasta un valor de 245 MPa a un tiempo de 0,03 s de iniciado el impacto (según la Figura 3.42), lo que indica el colapso del elemento. En este elemento hasta llegar a un valor de 780 MPa se tiene una deformación de 52 cm.

Con respecto a los elementos S30854 S30714 y S30716 se observa que el comportamiento de los elementos es muy similar, no se puede diferenciar entre el comportamiento elástico, elasto-plástico y plástico de los elementos.

En la Figura 3.46 se observa el comportamiento del esfuerzo de Von mises con respecto al desplazamiento de los elementos. En la mayoría de los elementos se produce la disminución del valor de esfuerzo en un valor cercano al límite de rotura del material (505 MPa), produciéndose el colapso de los elementos.

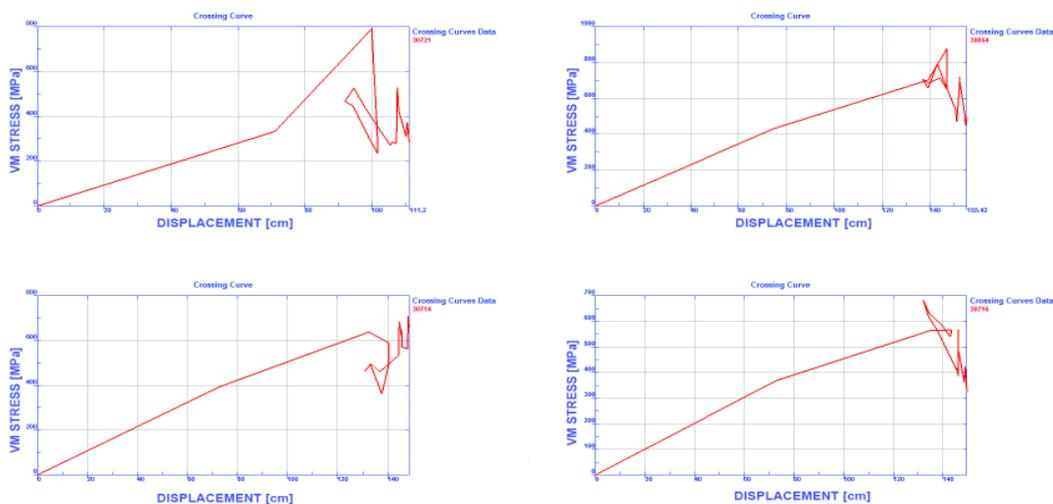


Figura 3.46 Esfuerzo V-M vs. desplazamiento en los elementos seleccionados

Los datos permiten concluir que: En el caso del esfuerzo, presente en los elementos seleccionados para el análisis, desde el tiempo inicial, hasta el final del suceso representado por un tiempo de 0,1 s existe un incremento brusco del valor del esfuerzo aproximadamente hasta 0,015 s. es el momento mismo del impacto, posterior a este, el esfuerzo tiende a oscilar entre valores que se consideran aproximadamente promedios, hasta cuando el suceso termina. Se puede apreciar el comportamiento plástico del material durante estas fases, en virtud que el esfuerzo y la deformación son proporcionales.

En el caso de la deformación, se puede observar que en los cuatro elementos el comportamiento es similar, aunque los valores tienden a variar. Similar en el sentido del pico brusco de incremento que muestran las gráficas, lo que permite suponer el momento mismo del impacto, luego la deformación permanente que se presenta por que el material trabaja en zona plástica.

Se relacionan los dos resultados anteriores y se verifica que las curvas del esfuerzo versus la deformación en cada uno de los elementos tienden al mismo comportamiento, aunque los valores cambian. De tal manera se observa que la relación del esfuerzo y la deformación en los elementos seleccionados tiende a ser proporcional, mientras el suceso esta presente, se ha generado una absorción de la energía de deformación por parte del material que compone los elementos estructurales, posterior a cierto tiempo de suceso, llega a un pico a partir del cual tiende a bajar bruscamente la curva, dado que la carga de impacto ha sido absorbida

por deformación plástica.

Se considera importante estudiar la variación de resultados al configurar el software LS DYNA para trabajar con distintos métodos de control de reloj de arena.

Se realiza simulaciones configuradas con otros dos métodos adicionales de control del Hourglass, con el fin de establecer comparaciones con el método utilizado en los resultados antes presentados, basados en Flanagan - Belytschko Stiffnes, este método, según los especialistas y autores del área de mecánica computacional para impactos, lo recomiendan para estructuras del tipo superficie. Es de interés establecer diferencias entre Flanagan - Belytschko Stiffnes y los otros dos métodos que son:

1. Flanagan - Belytschko Viscous Form
2. Belytschko - Bindeman

La Tabla 3.2 presenta los resultados obtenidos en deformación direccional con respecto al eje Z (eje de impacto) y el esfuerzo de Von Mises con los tres métodos de hourglass antes indicados.

Tabla 3.2

Cuadro comparativo de resultados de hourglass para distinto métodos de cálculo

	DEFORMACIÓN TOTAL [m]	ESFUERZO VON MISES [Pa]
BELYTSCHKO - BINDEMAN		
MÁXIMO	0,5382	4,12E+08
MÍNIMO	-0,6325	3,48E+05
FLANAGAN - BELYTSCHKO - VISCOUS FORM		
MÁXIMO	0,53701	3,44E+08
MÍNIMO	-0,63265	1,52E+05
FLANAGAN - BELYTSCHKO STIFFNESS		
MÁXIMO	0,5391	4,06E+08
MÍNIMO	-0,6325	3,81E+05

Así también se han obtenido las curvas de hourglass y de energía interna para los métodos Flanagan - Belytschko Viscous Form y Belytschko - Bindeman, las Figuras 3.47, 3.48, 3.49, 3.50, 3.51, 3.52 muestran las gráficas de interés.

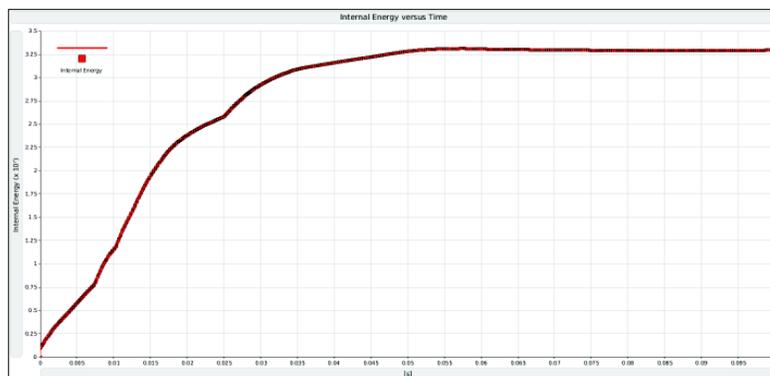


Figura 3.47 Curva de la energía interna Flanagan Belytschko Stiffness

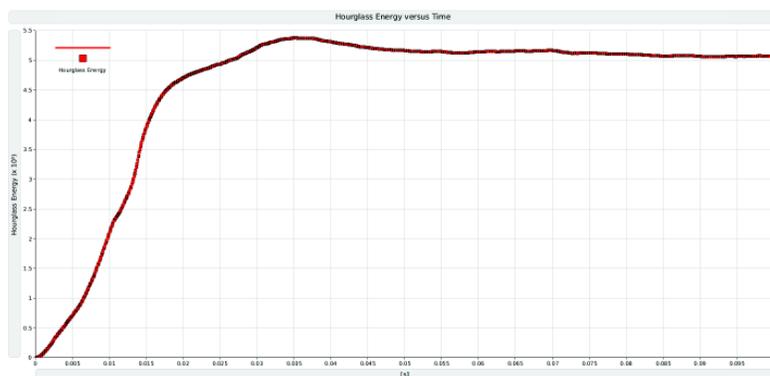


Figura 3.48 Curva de hourglass Flanagan Belytschko Stiffness

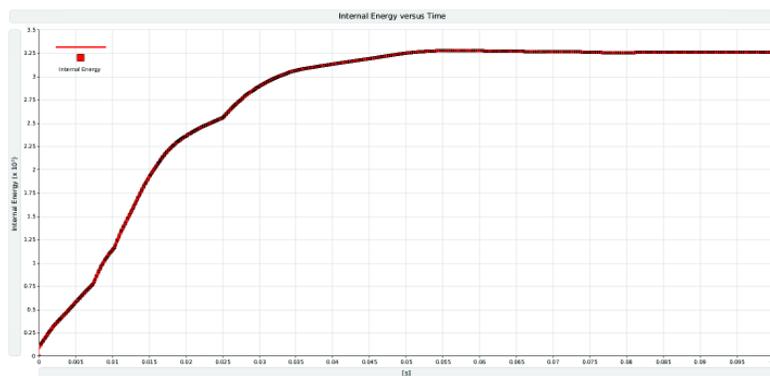


Figura 3.49 Curva de energía interna Flanagan Belytschko Viscous Form

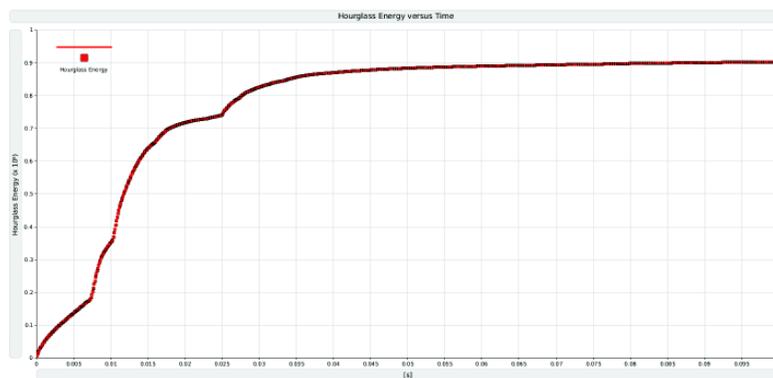


Figura 3.50 Curva de hourglass Flanagan Belytschko Viscous Form



Figura 3.51 Curva de energía interna Belytschko Bindeman

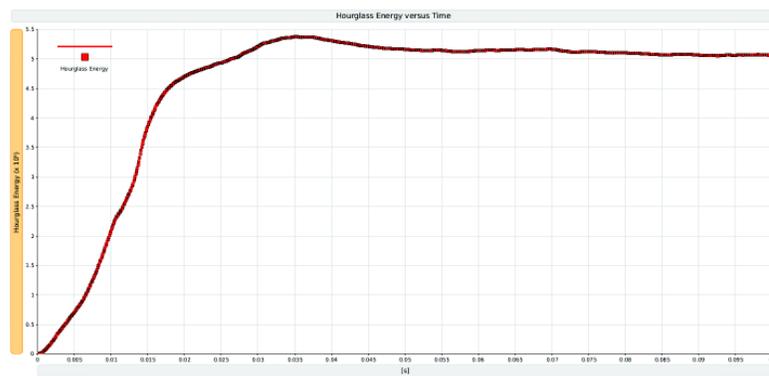


Figura 3.52 Curva de hourglass Belytschko Bindeman

La Tabla 3.3, resume los resultados encontrados.

Tabla 3.3

Variación de la energía interna vs hourglass para diferentes métodos de control

MÉTODO DE HOURGLASS	PORCENTAJE
Flanagan Belytschko Stiffness	1,59 %
Flanagan Belytschko Viscous	2,75 %
Belytschko Bindeman	1,68 %

La comparación entre las gráficas permite establecer que: los porcentajes resultantes de la relación energía interna versus hourglass, entre los métodos Flanagan - Belystchko Stiffness y Flanagan - Belystchko Viscous Form, tiene un valor de diferencia mayor al que se determinada entre los métodos, Flanagan - Belystchko Stiffness y Belystchko Bindeman. Esto se debe a que generalmente Flanagan - Belystchko Viscous Form usualmente se aplica para casos de altas velocidades y altas tasas de deformación mientras que Flanagan - Belystchko Stiffness son utilizadas para tasas más bajas de deformación, incluyendo simulaciones de accidentes de vehículos.

Se concluye que la utilización del método Flanagan - Belystchko Stiffness es el más apropiado para establecer un control de hourglass en impactos de estructuras de buses

CAPÍTULO IV

MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL ANÁLISIS DE IMPACTO FRONTAL

4.1 MODELOS MATEMÁTICOS

El desarrollo de modelos matemáticos y su resolución para análisis de impacto frontal requieren conocer e identificar las leyes y principios matemáticos y físicos que representan el fenómeno físico, estableciendo con precisión las condiciones de borde del análisis, el comportamiento y variación de las fuerzas externas e internas, las propiedades mecánicas de los elementos involucrados, dimensiones, tipos de fuerzas, condiciones de contacto entre otras, mismas que pueden variar en función del tiempo y que permiten la formulación de ecuaciones diferenciales que pueden ser resueltas mediante métodos de integración; según el tiempo de su resolución pueden ser del tipo implícito o explícito, para el presente proyecto, en el que las condiciones del problema de impacto son dinámicas se aplican los modelos de resolución explícita. Los términos implícito y explícito, se refiere a dos tipos de métodos de integración en función del tiempo utilizado para realizar simulaciones dinámicas.

El enfoque implícito es útil en problemas en los que la dependencia de tiempo de la solución no es un factor importante, en el caso presente, el tiempo si es factor importante, es por ello que se describe el enfoque explícito como método para simular el comportamiento de la carrocería de bus a impacto.

4.1.1 CARACTERÍSTICA DE LA DINÁMICA EXPLICITA

El cálculo explícito es un método numérico de integración más preciso y eficiente para la resolución y análisis de problemas de simulaciones dinámicas en casos que dependen de alta frecuencia vibratoria y del tiempo, donde se producen altas deformaciones y esfuerzos,. Se utiliza en materiales con comportamientos no lineales, con contactos complejos, en procesos que involucran fenómenos de maquinado como conformado, rolado, extrusión, estampado, taladrado o fragmentación como en choques, explosiones , impactos entre otros.

Depende únicamente de las frecuencias naturales más altas del modelo, es independiente del tipo y la duración de la carga, la inercia puede desempeñar un

papel dominante en la solución. El desequilibrio de fuerzas se propagan en forma de ondas de tensión entre elementos vecinos.

4.1.1.1 Formulación básica

Las ecuaciones básicas resueltas por Yucheng Liu , Stefan J. Chu, Raul Viera (2011) para analizar el sistema dinámico explícito expresan la conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía en coordenadas de Lagrange. Estas junto con un modelo del material y un conjunto de condiciones iniciales y de frontera, define la solución completa del problema. Para las formulaciones de Lagrange, la malla se mueve y se distorsiona con los modelos del material, por lo que la conservación de la masa es satisfecha automáticamente. La densidad en cualquier tiempo o momento se puede determinar a partir del volumen actual de la zona y su masa inicial desde el volumen actual.

$$\frac{\rho_0 V_0}{V} = \frac{m}{V} \quad (4.1)$$

Donde:

ρ_0 = es la densidad inicial

V_0 = es el volumen inicial

V = es el volumen actual de la zona

m = es la masa

Las ecuaciones diferenciales parciales, las cuales expresan la conservación de la cantidad de movimiento relativas a la aceleración y al tensor del esfuerzo esta definidas por:

$$\begin{aligned} \rho \ddot{x} &= b_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \\ \rho \ddot{y} &= b_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \\ \rho \ddot{z} &= b_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \end{aligned} \quad (4.2)$$

La conservación de la energía esta expresada por:

$$\dot{e} = \frac{1}{\rho} (\sigma_{xx} \dot{\epsilon}_{xx} + \sigma_{yy} \dot{\epsilon}_{yy} + \sigma_{zz} \dot{\epsilon}_{zz} + 2\sigma_{xy} \dot{\epsilon}_{xy} + 2\sigma_{yz} \dot{\epsilon}_{yz} + 2\sigma_{zx} \dot{\epsilon}_{zx}) \quad (4.3)$$

Para cada paso del tiempo, estas ecuaciones son resueltas explícitamente para cada elemento en el modelo, basando los valores de ingreso en los valores finales

del paso del tiempo previo.

En el modelo solamente la conservación de la masa y del momento se cumplen. Sin embargo, en las simulaciones explícitas preparadas, la masa, conservación de del momento y energía pueden ser conservados.

El resolutor de la dinámica explícita usa el esquema de integración de diferencias centrales, las ecuaciones semidiscretas del movimiento al tiempo n esta definido por:

$$M\ddot{x}^n = P^n - F^n + H^n \quad (4.4)$$

Donde:

M : es la matriz diagonal de la masa.

\ddot{x}^n : componente de la aceleración nodal

P^n : son las fuerzas externas en el cuerpo

F^n : el vector de esfuerzo divergente.

H^n : es la resistencia del reloj de arena.

Con la aceleración determinada al tiempo $n- 1/2$, las velocidades al tiempo $n + 1/2$ en la dirección i ($i=1,2,3$) son encontradas a partir de:

$$\dot{x}_i^{n-1/2} + \ddot{x}_i^n \Delta t^n \quad (4.5)$$

Finalmente las posiciones son actualizados para el tiempo $n+1$

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \dot{x}_i^{n+1/2} \Delta t^{n+1/2} \quad (4.6)$$

Las ventajas del uso de este método para problemas no lineales son:

- Las ecuaciones llegan a ser desagregadas y pueden ser resueltas directamente (explícitamente). No hay requerimientos para la interacción durante el tiempo de integración.
- Ningún control de convergencia es necesario desde que las ecuaciones son desacopladas.
- No se requiere ninguna inversión de la matriz de rigidez. Todas las linealidades (incluyendo los contactos) están incluidos en el vector de fuerza interna.

- Finalmente las posiciones son actualizadas para el tiempo $n+1$ por las velocidades de integración.

4.1.1.2 Estabilidad del paso del tiempo

Para asegurar la estabilidad y precisión de la solución, el tamaño del paso del tiempo usado a la vez, en el tiempo de integración explícito, es limitado por la condición de Courant-Friedrichs Levy et all (1967)¹⁶

Esta condición implica que el paso del tiempo se limitará de manera que una perturbación (onda de esfuerzo) no puede viajar más allá de las dimensiones más pequeñas del elemento de la malla, en un solo paso del tiempo.

Por lo tanto el criterio del paso del tiempo de estabilidad de la solución es:

$$\Delta t \leq f * \left[\frac{h}{c} \right]_{min} \quad (4.7)$$

Donde :

Δt es el incremento del tiempo,

f es el factor de estabilidad del tiempo,

h es la dimensión característica de un elemento,

c es la velocidad del sonido local en el elemento.

El paso del tiempo utilizado en el tiempo de integración explícita generalmente es mucho mas pequeño que el tiempo utilizado en la integración implícita.

La figura 4.1 muestra un resumen de lo que representa el proceso de cálculo para el análisis de un problema de dinámica explícita:

¹⁶ R. Courant, K. Friedrichs and H. Lewy, "On the partial difference equations of mathematical physics", IBM Journal, March 1967, pp. 215-234

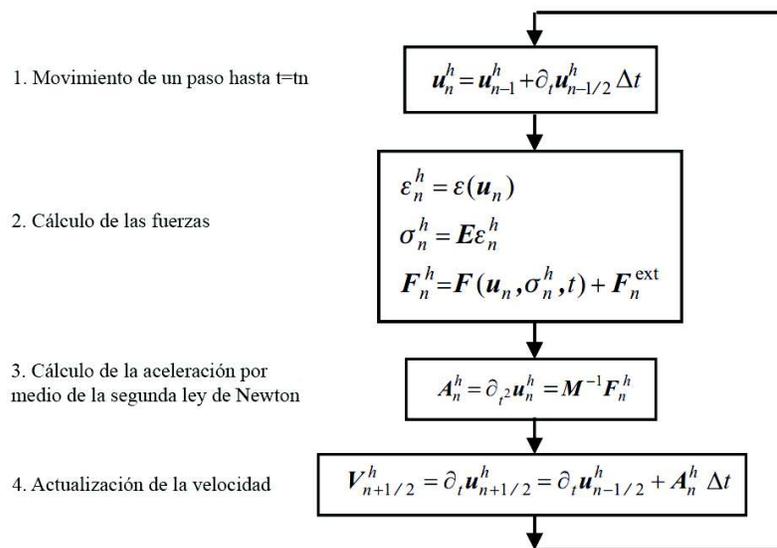


Figura 4.1 Algoritmos de cálculo para Dinámica Explícita¹⁷

4.1.2 LAGRANGE EXPLICITO

Con el fin de mejorar la descripción del modelo se considera la varilla que se muestra en la Figura 4.2. La configuración inicial, también denominada configuración no deformada de la barra, se muestra en la parte superior de la gráfica. Esta configuración juega un papel importante en el amplio análisis de la deformación de sólidos. También se la conoce como configuración de referencia, ya que todas las ecuaciones totales en la formulación de Lagrange hacen referencia a esta configuración¹⁸. La configuración deformada se muestra en la parte inferior de la Figura 4.2

En la configuración de referencia, la coordenada espacial (euleriano) se denota por x , mientras que la coordenada de referencia físicas (Lagrange) se denota por X . El área inicial de la sección transversal de la varilla se denota por $A_0(X)$ y la densidad inicial por $\rho_0(X)$; las variables de referencia relativas (inicial, no deformado) de la configuración serán siempre identificadas por un cero subíndice o superíndice. En esta convención, se podría indicar las coordenadas físicas por x_0 mismas que corresponden a las coordenadas físicas iniciales, sin embargo en la mayoría de la

¹⁷ SHEN R. WU and LEI GU, (2012) Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics, Editorial WILEY

¹⁸ Ted Belytschko, Wing Kam Liu Brian Moran, Khalil I. Elkhodary, (2014) Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures Second Edition

literatura mecánica de medios continuos siempre se utilizará X para las coordenadas físicas.

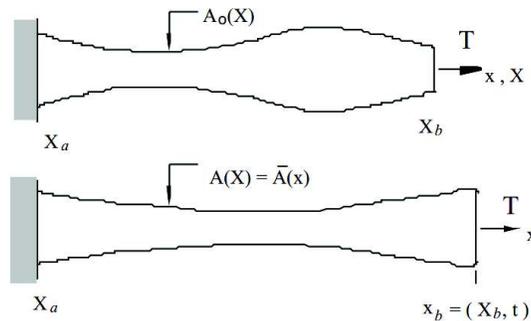


Figura 4.2 Configuración indeformable (referencia) y deformable (actual) para una barra cargada

Deformación y medición de la deformación unitaria

Se describen primeramente las variables que especifican la deformación y el esfuerzo en el cuerpo. El movimiento del cuerpo se muestra mediante una función de las coordenadas de Lagrange y el suceso que especifica la posición de cada punto físico en función del tiempo:

$$x = \phi(X, t) \quad X \in [X_a, X_b] \quad (4.8)$$

Donde $f(x, t)$ se llama función de la deformación. Esta función a menudo representa un intervalo o mapa entre los dominios iniciales y actuales. Las coordenadas físicas se dan por la deformación en función del tiempo $t = 0$, por lo tanto:

$$X = \phi(X, 0) \quad (4.9)$$

Como se puede observar en la expresión anterior, la función de la deformación a $t = 0$ es el mapa de identidad.

El desplazamiento $u(x, t)$ viene dado por la diferencia entre la posición actual y la posición original de un punto físico, por lo que:

$$u(X, t) = \phi(X, t) - X \quad \text{o} \quad u = x - X \quad (4.10)$$

El gradiente de deformación se define por:

$$F = \frac{\partial \phi}{\partial X} = \frac{\partial x}{\partial X} \quad (4.11)$$

Introduciendo el Jacobiano J entre la configuración actual y la de referencia, y definiendo al Jacobiano como la razón de un volumen infinitesimal en el cuerpo deformado, $A\Delta x$ para el correspondiente volumen en el segmento del cuerpo indeformado, $A_0\Delta x$ así esta dado por:

$$J = \frac{\partial x}{\partial X} \frac{A}{A_0} = \frac{F \cdot A}{A_0} \quad (4.12)$$

El gradiente de deformación F es una medida inusual del esfuerzo aunque su valor es uno cuando el cuerpo esta indeformado. Se puede definir la medida del esfuerzo como:

$$\varepsilon(X, t) = F(X, t) - 1 \equiv \frac{\partial x}{\partial X} - 1 = \frac{\partial u}{\partial X} \quad (4.13)$$

De modo que desaparece en la configuración no deformada. Hay muchas maneras de medir el esfuerzo, pero esta es la más conveniente, y corresponde al tensor de estiramiento en problemas multidimensiones. En una dimensión, es equivalente al esfuerzo ingenieril (engineering strain.)

4.1.2.1 Medición del esfuerzo

La medida del esfuerzo el cual es usado en la formulación total Lagrangiana no corresponde al bien conocido esfuerzo físico. Para explicar la medición del esfuerzo a ser usado, primero se debe definir el esfuerzo físico, el cual es conocido como el esfuerzo de Cauchy. Considerando que la fuerza total a lo largo de una sección esta designado por T y asumiendo que el esfuerzo es constante a lo largo de la sección transversal. El esfuerzo de Cauchy esta dado por:

$$\sigma = \frac{T}{A} \quad (4.14)$$

Esta medida del esfuerzo se refiere al área actual A . En la formulación Lagrangiana total, se usa el esfuerzo nominal, que denotado por P y esta dado por:

$$P = \frac{T}{A_0} \quad (4.15)$$

Comparando Ec (4.14) y Ec. (4.15), se observar que el esfuerzo físico y nominal están relacionado mediante la ecuación (4.16).

$$\sigma = \frac{A_0}{A} P \quad P = \frac{A}{A_0} \sigma \quad (4.16)$$

Así, si uno de los esfuerzos es conocido, el otro puede ser siempre calculado si la sección transversal actual e inicial son conocidas.

La barra no lineal esta gobernada por las siguientes ecuaciones:

1. Conservación de la masa,
2. Conservación del momento,
3. Conservación de la energía,
4. Una medida de la deformación, a menudo llamada ecuación de esfuerzo - desplazamiento,
5. Una ecuación constitutiva, la cual describe el comportamiento del material y relaciona el esfuerzo para la deformación medida.

Adicionalmente, se requiere que la deformación sea continua, lo cual a menudo es llamado un requerimiento de compatibilidad.

4.1.2.2 *Conservación de la masa*

La ecuación de la conservación de la masa para formulación Lagrangiana puede ser escrita como:

$$\rho J = \rho_0 J_0 \quad \text{ó} \quad \rho(X, t) J(X, t) = \rho_0(X) J_0(X) \quad (4.17)$$

Donde la segunda expresión esta dada para enfatizar que las variables son tratadas como función de las coordenadas Lagrangianas. La conservación de la masa es una ecuación algebraica solamente cuando se expresa en términos de las coordenadas materiales. De otra manera es una ecuación diferencial parcial. Para la barra, se puede usar la ecuación (4.11) para escribir (4.12) como:

$$\rho F A = \rho_0 A_0 \quad (4.18)$$

Donde se ha usado el factor del Jacobiano igual a uno $J_0 = 1$.

4.1.2.3 *Conservación del momento*

La conservación de la cantidad de movimiento escrita en términos de esfuerzo y de las coordenadas Lagrangianas es definida como:

$$(A_0 P)_{,x} + \rho_0 A_0 b = \rho_0 A_0 \ddot{u} \quad (4.19)$$

Donde los puntos superpuestos denota el tiempo derivativo material. El tiempo derivativo material de la velocidad, la aceleración, es escrito como $D^2 u / Dt^2$. El subíndice seguido por una coma denota diferenciación parcial con respecto a esa variable, por ejemplo:

$$P(X, t)_{,x} \equiv \frac{\partial P(X, t)}{\partial X} \quad (4.20)$$

Si el área de la sección transversal es constante en espacio, la conservación de la cantidad de movimiento llega a ser:

$$P_{,x} + \rho_0 b = \rho_0 \ddot{u} \quad (4.21)$$

4.1.2.4. Conservación de la energía

La ecuación de la conservación de la energía para la barra de una área constante esta dada por:

$$\rho_0 \dot{w}^{int} = \dot{F} P - q_{x,x} + \rho_0 s \quad (4.22)$$

Donde:

q_x es el flujo de calor,

s es la fuente de calor por unidad de masa y

\dot{w}^{int} es la razón de cambio de la energía interna por unidad de masa

En ausencia de calor de conducción o fuentes de calor, la ecuación de la energía es

$$\rho_0 \dot{w}^{int} = \dot{F} P \quad (4.23)$$

Lo cual demuestra que el trabajo interno esta dado por el producto de la razón de la deformación F y el esfuerzo nominal P .

4.1.2.5. Ecuaciones constitutivas

La ecuación constitutiva refleja los esfuerzos que son generados en el material como respuesta a la deformación, relaciona las medidas de tensión en un punto material. Además pueden ser escritas en una forma total, la cual relaciona la tensión actual a la deformación actual.

$$P(X,t) = S^{PF}(F(X,\bar{t}), \dot{F}(X,\bar{t}), \text{ etc.}, \bar{t} \leq t) \quad (4.24)$$

O en forma de tasa:

$$\dot{P}(X,t) = S_t^{PF}(\dot{F}(X,\bar{t}), F(x,\bar{t}), P(X,\bar{t}), \text{ etc.}, \bar{t} \leq t) \quad (4.25)$$

Aquí S^{PF} y S_t^{PF} son las funciones de la deformación, dan el esfuerzo y la tasa de esfuerzo, respectivamente. Los superíndices aquí anexados para las funciones constitutivas indican como las medidas de la tensión y el esfuerzo están relacionadas.

La ecuación constitutiva de un sólido está expresado en coordenadas materiales porque la tensión en un sólido usualmente depende de la historia de deformación en el punto material. Las funciones anteriores podrían ser funciones continuas de variables independientes. Preferiblemente deberían ser continuamente diferenciables, de esta manera la tensión es menos suave que los desplazamiento, lo cual puede causar dificultades.

Ejemplos de ecuaciones constitutivas son:

a) Material elástico lineal:

$$\text{forma total} \quad P(X,t) = E^{PF} \varepsilon(X,t) = E^{PF} (F(X,t) - 1) \quad (4.26)$$

$$\text{forma derivada} \quad \dot{P}(X,t) = E^{PF} \dot{\varepsilon}(X,t) = E^{PF} \dot{F}(X,t) \quad (4.27)$$

b) Visco elástico lineal:

$$P(X,t) = E^{PF} [(F(X,t) - 1) + \alpha \dot{F}(X,t)]$$

ó

$$P = E^{PF} (\varepsilon + \alpha \dot{\varepsilon}) \quad (4.28)$$

Para pequeñas deformaciones el parámetro material E^{PF} corresponde al modulo de Young's ; la constante α determina la magnitud del amortiguamiento.

4.1.2.6. Ecuación del momento en términos del desplazamiento

Una ecuación individual para la barra puede ser obtenida sustituyendo la ecuación constitutiva relevante (4.24) o (4.25) en la ecuación del momento (4.19) y expresando

la deformación unitaria en términos del desplazamiento a partir de la ecuación (4.13). La forma total de la ecuación constitutiva (4.24) puede escribirse como:

$$(A_0 P)_{,x} + \rho_0 A_0 b = \rho_0 A_0 \ddot{u} \quad (4.29)$$

La cual es una ecuación diferencial parcial no lineal (PDE) en el desplazamiento $u(X,t)$. el carácter de esta ecuación diferencial parcial no es fácilmente evidente a partir de lo anterior y depende de los detalles de la ecuación constitutiva. Para ilustrar una forma de esta PDE, si se considera un material elástico lineal, ecuación (4.26), la ecuación constitutiva (4.29) se tiene:

$$(A_0 E^{PF} u_{,x})_{,x} + \rho_0 A_0 b = \rho_0 A_0 \ddot{u} \quad (4.30)$$

Se puede observar que en este PDE, la derivada más altas con respecto a la coordenada material X es de segundo orden, y la más alta derivada con respecto al tiempo es también de segundo orden, por lo que el PDE es de segundo orden en X y en el tiempo t . Si la tensión en la ecuación constitutiva sólo depende de las primeras derivadas de los desplazamientos con respecto a X y T como se indica en (4.24) y (4.25), se emplea, entonces la ecuación de momento de manera similar será una PDE de segundo orden en el espacio y tiempo.

Para una varilla de sección transversal y modulo constante, y si la fuerza del cuerpo desaparece, por ejemplo, cuando $b = 0$, la ecuación de momento para un material lineal se convierte en la conocida ecuación de la onda lineal.

$$u_{,xx} = \frac{1}{c^2} \ddot{u} \quad (4.31)$$

Donde c es la velocidad de la onda relativa a la configuración y esta dada por:

$$c^2 = \frac{E^{PF}}{\rho_0} \quad (4.32)$$

4.1.2.7. Condiciones de contorno

Las variables independientes de la ecuación de momento son la coordenada X y el tiempo t . Esto es un problema de valor inicial-límite (IBVP). Para completar la descripción de la IBVP, las condiciones de contorno y condiciones iniciales deben ser dadas.

El límite en un problema unidimensional se compone de los dos puntos en los extremos del dominio, que en el problema del modelo son los puntos de X_a y X_b . De la forma lineal de las ecuaciones de momento, la ecuación. (4.29), se puede observar que la ecuación diferencial parcial es de segundo orden en X . Por lo tanto, en cada extremo, ya sea u o u, X debe ser prescrito como una condición límite. En la mecánica de sólidos, en lugar de u, X , la tracción $t_x^0 = n^0 P$ se prescribe; n^0 es la unidad normal al cuerpo que es dado por $n^0 = 1$ en X_a , $n^0 = -1$ en X_b . Puesto que el esfuerzo es una función de la medida de la deformación unitaria, que a su vez depende de la derivada de la desplazamiento dada por la ecuación. (4.13), prescribiendo t_x^0 como equivalente a la prescripción u, X ; el superíndice "nulo" en la t indica que la tracción se define sobre el área no deformada; el superíndice siempre se incluye explícitamente en la tracción t_x^0 para distinguirlo del tiempo t . Por lo tanto o bien la tracción o el desplazamiento deben ser prescritos en cada límite.

Una frontera es llamada como un límite de desplazamiento y se denota por Γ_u si el desplazamiento es prescrito; se llama un límite de tracción y denota por Γ_t Si la tracción es prescrita.

Los valores prescritos son designados por una barra superpuesta. Las condiciones de contorno son:

$$u = \bar{u} \quad \text{o} \quad \Gamma_u \quad (4.33)$$

$$n^0 P = \bar{t}_x \quad \text{o} \quad \Gamma_t \quad (4.34)$$

Como un ejemplo de las condiciones de contorno en la mecánica de sólidos, para la varilla en la Figura 4.1, la condiciones de contorno son:

$$u(X_a, t) = 0 \quad n^0(X_b)P(X_b, t) = P(X_b, t) = \frac{T(t)}{A_0(X_b)} \quad (4.35)$$

La tracción y el desplazamiento no pueden ser prescritos en el mismo punto, pero uno de ellos debe ser prescrito en cada punto límite; esto se indica mediante:

$$\Gamma_u \cap \Gamma_t = \emptyset \quad \Gamma_u \cup \Gamma_t = \Gamma \quad (4.36)$$

Así, en un problema de mecánica de sólidos unidimensional cualquier frontera es o

bien un límite de tracción o un límite de desplazamiento, pero no hay frontera para ambos a la vez.

4.1.2.8. Condiciones iniciales

Puesto que la ecuación que rige para la varilla es de segundo orden en el tiempo, se necesitan dos conjuntos de condiciones iniciales. Expresando las condiciones iniciales en términos de los desplazamientos y velocidades:

$$u(X,0) = u_0(X) \quad \text{para } X \in [X_a, X_b] \quad (4.37)$$

$$\dot{u}(X,0) = v_0(X) \quad \text{para } X \in [X_a, X_b] \quad (4.38)$$

Si el cuerpo está inicialmente en reposo y no deformado, las condiciones iniciales se pueden escribir como:

$$u(X,0) = 0 \quad \dot{u}(X,0) = 0 \quad (4.39)$$

Condiciones de Salto

A fin de que exista la derivada en la Ec. (4.19), la cantidad A_0P debe ser continua. Sin embargo, ni A_0 ni P tienen que ser continua en todo el intervalo. Por lo tanto el balance del momentum requiere que:

$$\langle A_0P \rangle = 0 \quad (4.40)$$

Donde: $\langle f \rangle$ designa el salto de $f(X)$, es decir

$$\langle f(X) \rangle = f(X + \varepsilon) - f(X - \varepsilon) \quad \varepsilon \rightarrow 0 \quad (4.41)$$

4.1.2.9. Formulación débil para la formulación Lagrangiana total

La ecuación de momento no puede ser discretizado directamente por el método de elementos finitos. Con el fin de discretizar esta ecuación, una forma débil, a menudo llamado forma variacional, es necesaria.

El principio del trabajo virtual, o forma débil, es equivalente a la ecuación de momento y a las condiciones de frontera de la ecuación (4.40). En conjunto, estas

dos ecuaciones se llaman la forma fuerte. La forma débil se puede utilizar para aproximar la forma fuerte por elementos finitos; soluciones obtenidas por elementos finitos son soluciones aproximadas a la forma fuerte.

1.2.1 Forma Fuerte a la forma débil

La forma débil se obtiene tomando el producto de la ecuación de momento expresada en términos de la función de evaluación $u(X, t)$ con la función de prueba $\delta u(X)$, esto da:

$$\int_{X_a}^{X_b} \delta u [(A_0 P)_{,x} + \rho_0 A_0 b - \rho_0 A_0 \ddot{u}] dX = 0 \quad (4.42)$$

Usando la derivada del producto, en primer término de (4.42) se tiene:

$$\int_{X_a}^{X_b} \delta u [(A_0 P)_{,x}] dX = \int_{X_a}^{X_b} [(\delta u A_0 P)_{,x} - \delta u_{,x} A_0 P] dX \quad (4.43)$$

Aplicando el teorema fundamental del cálculo de lo anterior se tiene:

$$\begin{aligned} \int_{X_a}^{X_b} \delta u [(A_0 P)_{,x}] dX &= - \int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,x} (A_0 P) dx + (\delta u A_0 n^0 P) \Big|_{\Gamma} \\ &= - \int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,x} (A_0 P) dx + (\delta u A_0 t^{-0}) \Big|_{\Gamma_t} \end{aligned} \quad (4.44)$$

Considerando las condiciones de complementariedad en la frontera (4.36) y las condiciones de tracción en la frontera. Sustituyendo la Eq. (4.44) en el primer término de la Eq. (4.42) (con un cambio de signo) se tiene:

$$\int_{X_a}^{X_b} [\delta u_{,x} A_0 P - \delta u (\rho_0 A_0 b - \rho_0 A_0 \ddot{u})] dX - (\delta u A_0 t_x^{-0}) \Big|_{\Gamma_t} = 0 \quad (4.45)$$

La anterior expresión es la forma débil de la ecuación de momento y la condición de frontera a tracción para la formulación de Lagrange total.

4.1.2.11. Suavizado en las funciones de prueba y de la evaluación

La forma débil está bien definida para las funciones de prueba y de evaluación que son mucho menos suaves. De hecho las funciones de prueba y evaluación para ser utilizadas en los métodos de elementos finitos es más áspera. La forma débil (4.45) implica sólo la primera derivada de la función de prueba y la función

de evaluación aparece directamente o como una primera derivada de la función de prueba a través de la tensión nominal. Por lo tanto la integral en la forma débil es integrable si ambas funciones son C^0 .

La forma débil es bien definida si la función de prueba $u(X,t)$ es una función continua con trazos de derivadas continuas, lo cual es simbólicamente representado por $u(X,t) \in C^0(X)$ donde $X \in$ indica que es permanente y continua en X . Esto es lo mismo como la continuidad de las aproximaciones de elementos finitos en el procesos de elementos finitos lineales.

El desplazamiento es continuo y diferenciable continuamente entre elementos, pero la derivada u_x es discontinua a lo largo de la frontera del elemento. Estas condiciones sobre los desplazamientos de prueba son simbólicamente representados por:

$$u(X,t) \in U \quad \text{donde} \quad U = \{u(X,t) \in C^0(X), u = \dot{u} \text{ en } \Gamma_u\} \quad (4.46)$$

Las funciones de prueba están definidas por $\delta u(X)$, ellas *no son* funciones del tiempo, Las funciones de prueba requieren ser C^0 en X en los límites de desplazamiento. Por ejemplo:

$$\delta u(X) \in U_0 \quad \text{donde} \quad U_0 = \{\delta u(X) | \delta u(X) \in C^0(X), \delta u = 0 \text{ en } \Gamma_u\} \quad (4.47)$$

4.1.2.12. Forma débil a la forma fuerte

Para desarrollar las ecuaciones implícitas para las formas débiles con la función de prueba y de evaluación menos suave, (4.46) y (4.47), respectivamente. La forma débil está dada por:

$$\int_{X_a}^{X_b} \delta u [(A_0 P)_{,x} + \rho_0 A_0 b - \rho_0 A_0 \ddot{u}] dX + \delta u A_0 (n^0 P - \dot{t}_x) \Big|_{\Gamma_t} + \sum_i \delta u \langle A_0 P \rangle_{\Gamma_i} = 0 \quad \forall \delta u(X) \in U_0 \quad (4.48)$$

Para extraer la forma fuerte, se tiene que eliminar la derivada de $\delta u(X)$ de la integral. Esto se logra mediante la integración por partes y aplicando teoremas fundamentales de cálculo. Tomando la derivada del producto $\delta u A_0 P$ se tiene:

$$\int_{X_a}^{X_b} (\delta u A_0 P)_{,x} dX = \int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,x} A_0 P dX + \int_{X_a}^{X_b} \delta u (A_0 P)_{,x} dX \quad (4.49)$$

El segundo término puede ser convertido en valores puntuales usando teoremas fundamentales de calculo. Permitiendo que la función continua $(A_0P)_{,x}$ sea continua en los intervalos $[X_1^i, X_2^i]$, desde $i=1$ a n , entonces por los teoremas fundamentales del cálculo se tiene:

$$\int_{X_1^e}^{X_2^e} (\delta u A_0 P)_{,x} dX = (\delta u A_0 P)|_{X_2^i} - (\delta u A_0 P)|_{X_1^i} \equiv (\delta u A_0 n^0 P)|_{\Gamma_i} \quad (4.50)$$

Donde n^0 es la normal a los segmentos $n(X_1^i)=-1$, $n(X_2^i)=+1$, y Γ_i denota los dos puntos de frontera de los segmento i sobre la cual la función es continuamente diferenciables. Considerando que $[X_A, X_B] = \sum_i [X_1^i, X_2^i]$; entonces aplicando (4.43) sobre el todo el dominio se tiene:

$$\int_{X_a}^{X_b} (\delta u A_0 P)_{,x} dX = (\delta u A_0 P)|_{\Gamma_t} - \sum_i \delta u \langle A_0 P \rangle_{\Gamma_i} \quad (4.51)$$

Donde Γ_t son las interfaces entre los segmentos en los cuales la integral es continuamente diferenciable. Las contribuciones de los punto de frontera sobre el lado derecho en la ecuación anterior aparecen solamente en la frontera de tracción de Γ_t desde $\delta u = 0$ sobre Γ_u y $\Gamma_u = \Gamma - \Gamma_t$ (vea ec. 4.47 y 4.36) entonces:

$$\int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,x} (A_0 P) dX = - \int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,x} (A_0 P)_{,x} dX + (\delta u A_0 n^0 P)|_{\Gamma_t} - \sum_i \delta u \langle A_0 P \rangle_{\Gamma_i} \quad (4.52)$$

Sustituyendo (4.52) en (4.48) se tiene:

$$\int_{X_a}^{X_b} \delta u [(A_0 P)_{,x} + \rho_0 A_0 b - \rho_0 A_0 \ddot{u}] dX + \delta u A_0 (n^0 P - \dot{t}_x) \Big|_{\Gamma_t} + \sum_i \delta u \langle A_0 P \rangle_{\Gamma_i} = 0 \quad \forall \delta u(X) \in U_0 \quad (4.53)$$

La conversión de la forma débil a una forma amigable para usar la ecuación (4.45 y 4.46) está completa.

4.1.2.13. Nombres físicos de los términos de trabajo virtuales

El trabajo virtual de las fuerzas del cuerpo $b(X,t)$ y las tracciones prescritos t_x^0 , que corresponde al segundo y cuarto términos de (4.45), es llamado el trabajo externo virtual ya que resulta de las cargas externas. Es designado por el superíndice "ext" y esta dado por:

$$\delta W^{ext} = \int_{X_a}^{X_b} \delta u \rho_0 b A_0 dX + (\delta u A_0 \bar{t}_x) \Big|_{\Gamma_f} \quad (4.54)$$

El primer término de la Eq. (4.45) es el llamado trabajo interno virtual, ya que surge de las tensiones en el material. Se puede escribir en dos formas equivalentes:

$$\delta W^{int} = \int_{X_a}^{X_b} \delta u_{,X} P A_0 dX = \int_{X_a}^{X_b} \delta F P A_0 dX \quad (4.55)$$

Donde la última forma tomada de la Ec. (4.8) asume la forma siguiente:

$$\delta u_{,X}(X) = \delta(\phi(X) - X)_{,X} = \frac{\delta(\delta x)}{\partial X} = \delta F \quad (4.56)$$

Esta definición de trabajo interno dada en la Ec. (4.55) es consistente con la expresión del trabajo interno expresado en la ecuación de conservación de la energía Ec.(4.22 - 4.23): si se cambia las razones en la Ec. (4.18) a incrementos virtuales, entonces, $\rho_0 \delta w^{int} = \delta FP$. El trabajo interno virtuales δW^{int} es definida sobre todo el dominio, por lo que se tiene:

$$\delta W^{int} = \int_{X_a}^{X_b} \delta w^{int} \rho_0 A_0 dX = \int_{X_a}^{X_b} \delta F P A_0 dX \quad (4.57)$$

El cual es el mismo termino que aparece en la forma débil en (4.24)

El termino $\rho_0 A_0 \ddot{U}$ puede ser considerado como una fuerza sobre el cuerpo que actúa en la dirección opuesta a la aceleración, por ejemplo, en un sentido d' Alembert. Designando al correspondiente trabajo virtual por δW^{inert} y designando esto como el trabajo virtual inercial, se tiene:

$$\delta W^{inert} = \int_{X_a}^{X_b} \delta u \rho_0 A_0 \ddot{u} dX \quad (4.58)$$

Este es el trabajo debido a las fuerzas de inercia sobre el cuerpo.

4.1.2.14. Principio del trabajo virtual

El principio del trabajo virtual ahora es indicado usando los nombres físicamente. Mediante el uso de las ecuaciones . (4.54 a 4.58), Ec. (4.45), entonces se puede escribir como:

$$\delta W(\delta u, u) \equiv \delta W^{int} - \delta W^{ext} + \delta W^{inert} = 0 \quad \forall \delta u \in U_0 \quad (4.59)$$

4.1.3 EULER EXPLICITO

En una formulación euleriana, los nodos son fijos en el espacio y las variables independientes son funciones de la coordenada espacial Euleriana x y del tiempo t . La medida del estrés es el esfuerzo de Cauchy (físico) $\sigma(x,t)$, la medida de la deformación es la razón de la deformación de la velocidad de $Dx(x,t)$. El movimiento se describirá por la velocidad $v(x,t)$. En las formulaciones de Euler, la deformación no se expresa como una función de la referencia de coordenadas desde una configuración no deformada, la configuración inicial no puede ser establecida, y ninguna homologación de (4.8) es disponible.

4.1.3.1. Ecuaciones que gobiernan la Formulación Euleriana.¹⁹

Ecuación de la continuidad (conservación de masa) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad (4.60)$$

Ecuación de momento :

$$\rho A \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \frac{\partial(A\sigma)}{\partial x} + \rho A b \quad \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\delta v}{\partial x} \right) = \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \rho b \quad (4.61)$$

$$\text{Medición del esfuerzo (radio de deformación): } D_x = v_{,x} \quad (4.62)$$

La ecuación constitutiva en forma de ratio :

$$\frac{D\sigma}{Dt} = \sigma_{,t}(x,t) + \sigma_{,x}(x,t)v(x,t) = S_t^{\sigma D}(Dx(X,\bar{t}), \sigma(X,\bar{t}), \text{etc.}, \bar{t} \leq t) \quad (4.63)$$

Ecuación de conservación de la energía:

$$\delta W(\delta u, u) \equiv \delta W^{int} - \delta W^{ext} + \delta W^{inert} = 0 \quad \forall \delta u \in U_0 \quad (4.64)$$

¹⁹ Ted Belytschko, Wing Kam Liu Brian Moran, Khalil I. Elkhodary, (2014) Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures Second Edition

Las ecuaciones que se indicaron anteriormente, en comparación con la actualización de la Formulación de Lagrange presenta cuatro puntos que son dignos de mención:

1. La ecuación de conservación de la masa está escrita como una ecuación en derivadas parciales ; la forma usada con mallas de Lagrange no es aplicable , ya que sólo se aplica a puntos materiales .
2. La derivada del tiempo material para la velocidad en la ecuación del momento ha sido escrita en términos de la derivada en el tiempo y en el transporte espacial.
3. La ecuación constitutiva se expresa en forma de tasa ; la forma total no puede ser utilizado ya que el esfuerzo y la velocidad de deformación son funciones de las coordenadas materiales en un historia dependiente de material.
4. Las condiciones de frontera son ahora impuestas a puntos espaciales que no se mueven con el tiempo.

La ecuación de continuidad se ha escrito como una ecuación diferencial parcial , ya que es no es posible obtener una forma integral como en la Ec. 4.11 cuando la densidad es una función de coordenadas espaciales . Por lo tanto, la ecuación de continuidad debe ser tratada como un ecuación diferencial parcial separada.

La ecuación constitutiva necesita ser expresada en términos de coordenadas materiales para historia - dependiente de materiales, por lo que es tratada en forma de tasa en esta formulación . Es por lo tanto una ecuación diferencial parcial separada.

4.2 APLICACIÓN DE UN MÉTODO PARA EL ANÁLISIS A IMPACTO FRONTAL DE UNA CARROCERÍA

Anteriormente se determinó que se va ha utilizar un tercio de la carrocería debido al alto procesamiento requerido, tanto es así que se establecen condiciones de impacto para la simulación de modo que la cabina (se denomina así al tercio delantero de la carrocería) tomada en cuenta para el estudio, impacte contra una pared rígida (rigid wall) que LS-DYNA proporciona como una restricción. El objetivo del estudio computacional es identificar en base a resultados la zona crítica y el punto crítico en la carrocería, de tal manera que se pueda evaluar ingenierilmente el efecto físico sobre la estructura. Se plantea un método de análisis matemático en zona plástica, tendiente a obtener resultados comparables con los computacionales en un elemento simplificado perteneciente a la zona crítica de la carrocería, como lo es una viga de la estructura con el objetivo de comprender la diferencia entre el

análisis común y el método de elementos finitos.

El análisis matemático se lo realiza en el frontal de la estructura el que se determinó resulta ser la zona crítica al momento del impacto, en la figura 4.3 se observa el componente de carrocería en mención.

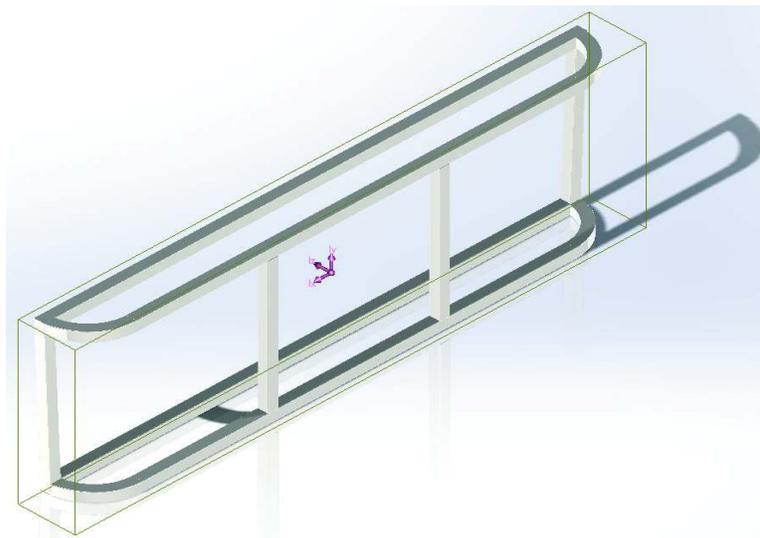


Figura 4.3 Frontal seleccionado para aplicación del método de análisis de impactos

Apartir del modelo seleccionado, se determina el diagrama dinámico correspondiente, mismo que se muestra en la figura 4.4.

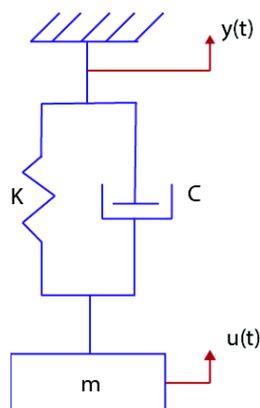


Figura 4.4 Representación física del modelo a impacto

De modelo de la figura anterior, se determina las siguientes condiciones físicas:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= -k.(y - u) - c.(\dot{y} - \dot{u}) = m.\ddot{u} \\ m.u + c.\dot{u} + k.u &= k.y + c.\dot{y} = F^{externa}\end{aligned}\quad (4.65)$$

La fuerza elástica y de amortiguamiento son fuerzas que resisten al sistema, equilibrando a la fuerza inercial del cuerpo en movimiento.

Si se considera las ecuaciones de la cinemática de una partícula en movimiento uniformemente acelerado se tiene que:

$$\begin{aligned}\dot{u}_f &= \dot{u}_0 + \ddot{u}.t \\ u &= \dot{u}.t + \frac{1}{2}\ddot{u}.t^2\end{aligned}\quad (4.66)$$

Ahora se efectuará una aproximación cuasiestática de los efectos dinámicos del sistema. Estos efectos se aplica a coeficientes de ampliación dinámica equivalente a dichas acciones estáticas.

$$\frac{1}{1 + \beta^2} : \text{Factor de magnificación dinámica.} \quad (4.67)$$

Aplicando el algoritmo para análisis transitorio estructural a partir de las ecuaciones del movimiento uniformemente acelerado (Método de Newmark).

Las ecuaciones que se presentan son incondicionalmente en estado estable.

$$\begin{aligned}\dot{u}_{n+1} - \dot{u}_n &= (1 - \gamma)\ddot{u}_n\Delta t + \gamma\ddot{u}_{n+1}\Delta t \\ u_{n+1} - u_n &= \dot{u}_n\Delta t + \frac{1}{2}((1 - 2\beta)\ddot{u}_n\Delta t^2) + \beta\ddot{u}_{n+1}\Delta t^2\end{aligned}\quad (4.68)$$

Integración de la resistencia de Hourglass:

$$[M]\ddot{u}_n = [F_n^{externa}] - [F_n^{interna}] + H_n + [F_n^{contacto}] + [F_n^{flexión}] \quad (4.69)$$

Hourglass son las deformaciones de energía cero para el un punto integraron el elemento sólido.

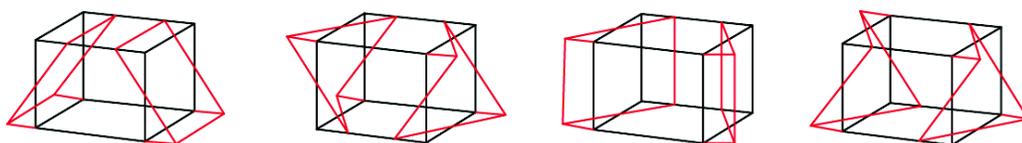


Figura 4.5 Deformaciones Hourglass

Esta deformación de malla no produce ninguna deformación o cambio de volumen de la malla. El control del Hourglass trae a la rigidez o al amortiguamiento viscoso un fenómeno no físico que debe ser minimizado (modos de energía cero).

Los programas de elementos finitos utilizan la regla trapezoidal y se basan en la ley de la conservación de energía.

Si la energía del Hourglass es menor al 10% de la energía interna la solución es aceptable.

Ahora se efectuará una aproximación cuasiestática de los efectos dinámicos del sistema. Estos efectos se aplica a coeficientes de ampliación dinámica equivalente a dichas acciones estáticas.

$$\begin{aligned}\dot{u}_{n+1} &= \dot{u}_n^* + \gamma \ddot{u}_{n+1} \Delta t \\ \dot{u}_{n+1} &= \dot{u}_n^* + \beta \ddot{u}_{n+1} \Delta t^2\end{aligned}\tag{4.70}$$

Formulación Explícita

De la solución anterior se considera que existe una elevada amplitud en un intervalo de tiempo delta t como se muestra en la Figura 4.6:

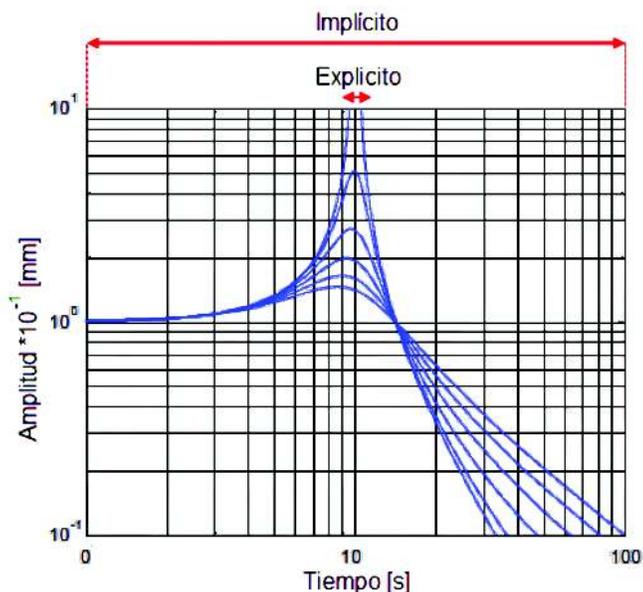


Figura 4.6 Comparación entre dinámica implícita y explícita

Entonces es apropiado realizar un análisis explícito en condiciones de elevadas frecuencias cuando el sistema es inestable donde el intervalo de tiempo disminuye o es muy pequeño. (Ver Tabla 4.1)

Tabla 4.1

Valores típicos para impacto de sólidos

VELOCIDAD	BAJA	ALTA
Deformación	Global	Local
Tiempo de respuesta	ms - s	μs - ms
Tensión	<10%	>50%
Velocidad de deformación	< 10 s ⁻¹	> 10000 s ⁻¹
Presión	< Limite fluencia	10 - 100 x Limite fluencia

Para el caso contrario el análisis es implícito donde las frecuencias son bajas y el sistema es estable con tiempos más grandes.(Ver Tabla 4.2)

En la tabla 4.2 se detallan los rangos de velocidad de impacto, las velocidades de deformación, el efecto que se produce en los materiales por efecto del impacto y que tipo de solución se emplean según sea el caso.

Tabla 4.2

Respuesta de los Materiales al Impacto

Solución	Velocidad Impacto (m/s)	Velocidad de deformación (/s)	Efecto
↓	< 50	< 10 ⁻⁵	Estático / Creep
	50 - 1000	10 ⁻⁵ - 10 ⁻¹	Elástico
	1000 - 3000	10 ⁻¹ - 10 ¹	Elasto - Plástico (resistencia del material significativa)
	3000-12000	10 ⁵ - 10 ⁶	Ante todo plástico (la presión es igual o mayor a la resistencia del material)
Explícita	> 12000	10 ⁶ - 10 ⁸	Hidrodinámica (presión muchas veces la resistencia del material)
		> 10 ⁸	Vaporización de los sólidos colisionados

Como delta t es muy pequeño y el producto de los términos $\gamma\Delta t$ y $\beta\Delta t^2$ es despreciable la ecuación resulta:

$$[M]\ddot{u}_{n+1} = [F_{n+1}^{residual}] \quad (4.71)$$

La aceleración aproximada es corregida por el método de diferenciación central.

$$[M]\ddot{u}_n = [F_n^{residual}] \quad (4.72)$$

La ecuación general de movimiento para la solución explícita es:

$$[M]\ddot{u}_n + [C]\dot{u}_n + [K]u_n = [F_n^{externa}] \quad (4.73)$$

Diferencia central , Discretización.

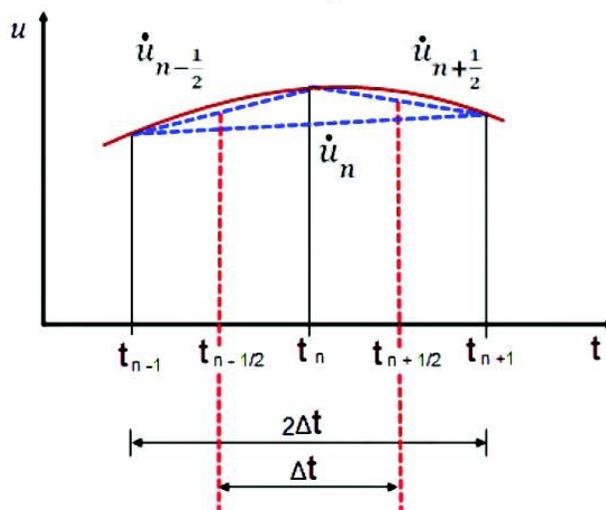


Figura 4.7 Discretización por diferencias centrales

Velocidad.

$$\dot{u}_n = \frac{1}{2\Delta t}(u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (4.74)$$

Aceleración.

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t}(\dot{u}_{n+1/2} - \dot{u}_{n-1/2}) \quad (4.75)$$

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{u_{n+1} - u_n}{\Delta t} - \frac{u_n - u_{n-1}}{\Delta t} \right)$$

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1})$$

Sustituyendo en la ecuación general del movimiento:

$$[M]\ddot{u}_n + [C]\dot{u}_n + [K]u_n = [F_n^{externa}]$$

$$([M] \frac{1}{\Delta t^2} + [C] \frac{1}{2\Delta t})u_{n+1} + ([K] - [M] \frac{2}{\Delta t^2})u_n + ([M] \frac{1}{\Delta t^2} - [C] \frac{1}{2\Delta t})u_{n-1} = [F_n^{externa}]$$

(4.76)

Las matrices M y C son diagonales y sus inversas tienen solución trivial. La solución dada en la ecuación 4.76 es sólo condicionalmente convergente; es necesario que el paso del tiempo debe ser más pequeño que un paso de tiempo crítico dado por²⁰ :

$$\Delta t_{cr} = \frac{T}{\pi} = \frac{2}{\omega} = 2\sqrt{\frac{m}{k}} \tag{4.77}$$

Donde: T es el periodo del sistema dinámico

Entonces con el fin de realizar la integración en el tiempo se tiene:

Algoritmo para análisis explícito estable o también conocido como Método de diferencia central.

$$u_{i-1} = u_i - \Delta t \cdot \dot{u}_i + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u}_i \tag{4.78}$$

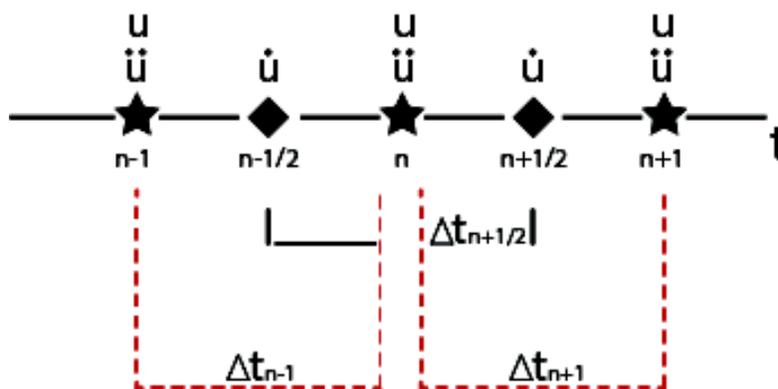


Figura 4.8 Algoritmo para análisis explícito

Fuente: SHEN R. WU and LEI GU, (2012) *Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics*, Editorial WILEY

(4.79)

20 H.J. Bunge, K. Pöhländt, A. Erman Tekkaya, *Formability of Metallic Materials: Plastic Anisotropy, Formability Testing* .Springer. 2000

La velocidad no es diferencia centrada

$$\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\Delta t_{n+\frac{1}{2}}}(u_{n+1} - u_n)$$

La aceleración no es diferencia centrada

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t_n}(\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} - \dot{u}_{n-\frac{1}{2}}) \quad (4.80)$$

$$\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{u}_n \Delta t_n \rightarrow \dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{u}_n \frac{1}{2}(\Delta t_{n+\frac{1}{2}} + \Delta t_{n-\frac{1}{2}})$$

$$u_{n+1} = u_n + \dot{u}_{n+\frac{1}{2}} \cdot \Delta t_{n+\frac{1}{2}}$$

4.3. CONTROL DE HOURGLASS PARA LA CONVERGENCIA

4.3.1. MODOS DEL CONTROL POR HOURGLASS

Los modos de control de reloj de arena más conocido como Hourglass son modos no físicos de deformación que se producen en los elementos no integrados y que no producen esfuerzos. Por no integrados se refiere a los siguientes casos:

- Los elementos sólidos con un único punto de integración.
- Superficies, con la característica de ser elementos con un único punto de integración en el plano.
- Es mucho más rápido integrar en un punto, lo cual genera resultados aceptables y que ayudan a minimizar los modos de Hourglass.

Los métodos de control de Hourglass por lo general lo que hacen es permitir un dominio de malla mediante la aplicación de fuerzas internas para resistir los modos de deformación del Hourglass (HG) a través de uno de los varios algoritmos de control HG. La energía de reloj de arena, que representa el trabajo realizado por las fuerzas calculadas para resistir los modos de Hourglass, los que quitan energía física al sistema.

Los modos de control aplicables físicamente según Livermore Software Technology Corporation" (2015) son los siguientes :

- Sólidos no integrados, los que tienen 12 modos HG, 4 ejemplos de estos modos se muestran a continuación:

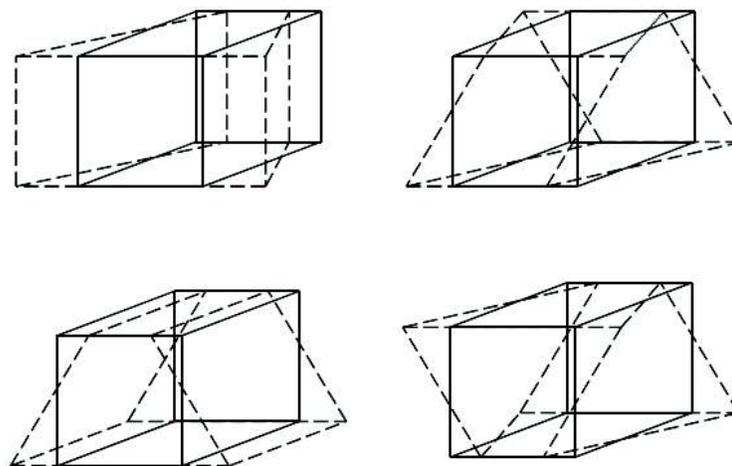


Figura 4.9 Modos de Hourglass

Las superficies no integradas, que tienen 5 modos HG. A continuación se referencia tres casos de este tipo de control.

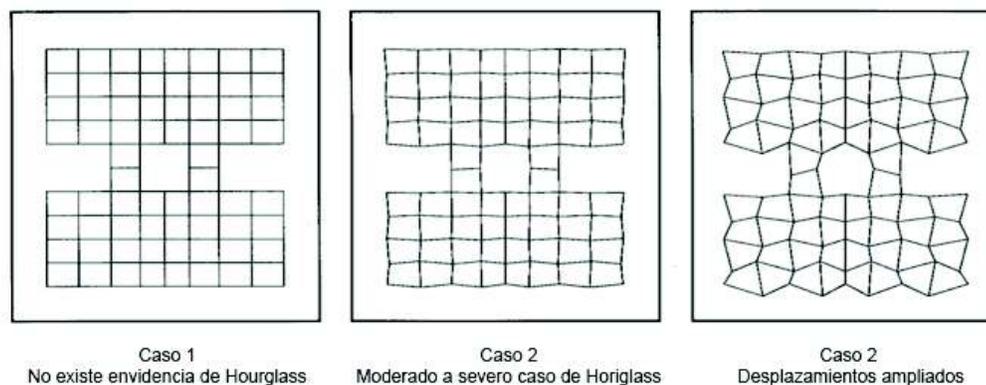


Figura 4.10 Modos de Hourglass en Shell

La deformación evidente por Hourglass puede observarse sin escala para determinar sus desplazamientos. Al visualizar una deformación por Hourglass moderada, y si se requiere ampliar la escala para determinar los desplazamientos, se utiliza por ejemplo el software LS-PREPOST.

4.3.2. MODOS PARA MINIMIZAR O EVITAR EL HOURGLASS

Los Sólidos y las superficies totalmente integradas no permiten la formación de Hourglass. Sin embargo, la integración total es más cara en cuanto a recursos se refiere.

Los elementos totalmente integrados pueden ser menos robustos para el caso de

grandes deformaciones.

Elementos tetraedros y triangulares no se recomiendan para Hourglass, debido a la tendencia de bloqueo que estos presentan (Livermore Software Technology Corporation - 2015)

Para los elementos que son susceptibles a deformaciones por Hourglass, para reducir la deformación se aplican fuerzas internas en el reloj de arena.

Hay varios algoritmos (formulaciones de Hourglass) disponibles para el cálculo de estas fuerzas

Como se mencionó las fuerzas Hourglass sirven para resistir modos de deformación por Hourglass, como lo muestra la Figura 4.11 para ello se requiere introducir fuerzas nodales internas que contrarresten modos de Hourglass.

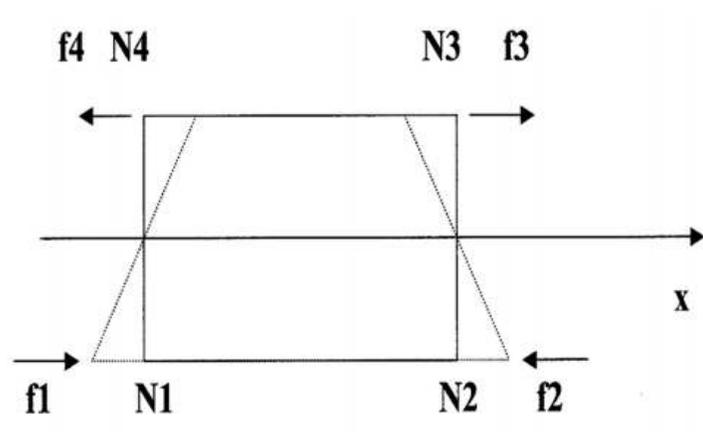


Figura 4.11 Fuerzas nodales Hourglass que resisten HG

4.3.3. FORMAS DE CONTROL DEL HOURGLASS, STIFFNESS VERSUS VISCOUS

4.3.3.1. Formas viscosas

Las formas viscosas generan fuerzas de Hourglass que resultan proporcionales a las componentes de la velocidad nodal por lo cual contribuyen al modo de Hourglass. A la vez inhibe la deformación Hourglass adicional (sin embargo, la deformación HG acumulada no puede recuperarse previamente) (Livermore Software Technology Corporation - 2015)

La forma viscosa se recomienda para altas velocidades y altas tasas de deformación, problemas relacionados por ejemplo con explosivos de alta potencia.

4.3.3.2. *Formas rígidas*

Las formas rígidas generan fuerzas de reloj de arena proporcionales a las componentes de desplazamientos nodales que contribuyen al modo de Hourglass. Son capaces de reducir la deformación total acumulada en el Hourglass. Son ideales para problemas de tasas más bajas de deformación, incluyendo simulaciones de accidentes de vehículos. (Livermore Software Technology Corporation - 2015)

Las formas rígidas pueden endurecer artificialmente la respuesta. Por lo tanto, se debe reducir el coeficiente de reloj de arena, se recomienda desde 0,10 hasta 0,03, para minimizar la rigidez del efecto. (Livermore Software Technology Corporation 2015).

4.4 IDEALIZACIÓN DEL MODELO

Considerado a la idealización de un problema real como un proceso que permite generar un modelo de carácter científico sobre el modelo en estudio. Los principios asumidos frecuentemente se utilizan con el objetivo que los modelos idealizados sean más fáciles de comprender y resolver. Además la idealización busca no modificar la exactitud predictiva del modelo por varias razones. La mayoría de debates sobre la exactitud y utilidad de un modelo suelen ser sobre si son o no apropiadas las idealizaciones realizadas.

Se idealiza una barra que representa al elemento estructural frontal, con sus características y propiedades mecánicas del material acero galvanizado, las que se describieron en el Capítulo III.

1.

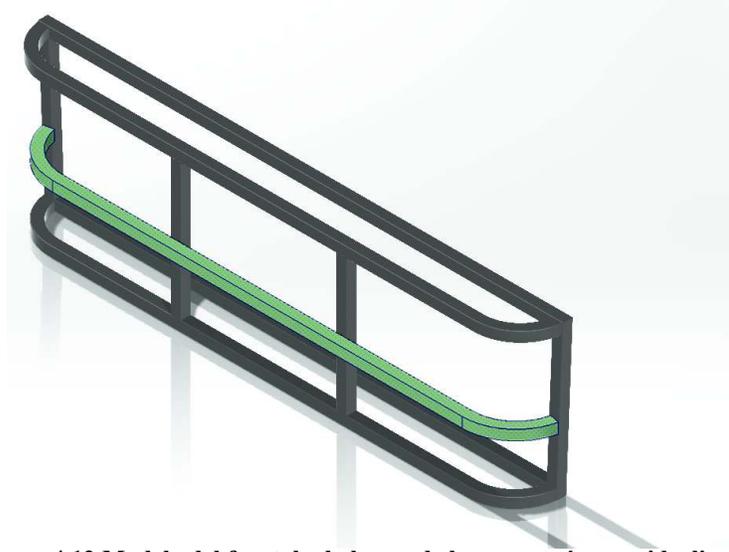


Figura 4.12 Modelo del frontal y la barra de la carrocería para idealización

Se asume para el estudio y según lo determina la normas NCAP, una velocidad de impacto de 56 Km/h contra un muro rígido, la velocidad es constante al momento del impacto, sin embargo existe una aceleración, que se desarrolla desde el reposo de la carrocería.

Se considera que la fuerza aplicada al frontal corresponde a la reacción generada por efecto del impacto contra la pared, esta será toda la magnitud de la fuerza en sentido opuesto al choque, dicha fuerza se calculó a partir de la segunda ley de Newton, así la fuerza es considerada como uniformemente distribuida sobre la barra que representa al frontal.

La masa en la ecuación se reemplazó con el valor de la masa del frontal. El objetivo de la idealización es determinar por método analítico, los valores de deformación que permitan concluir a cerca de la validez y factibilidad, de la aplicación del método del elemento finito en el cálculo de superestructuras.

La masa del frontal se extrae mediante software de diseño asistido lo que se muestra en las figuras 4.13 y 4.14.

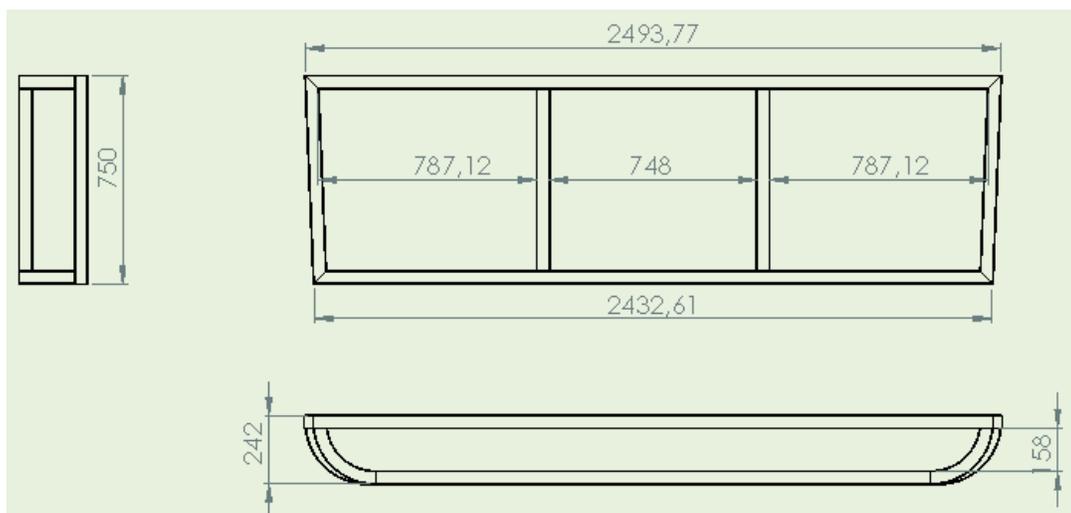


Figura 4.13 Frontal a partir del cual se determina la masa de impacto

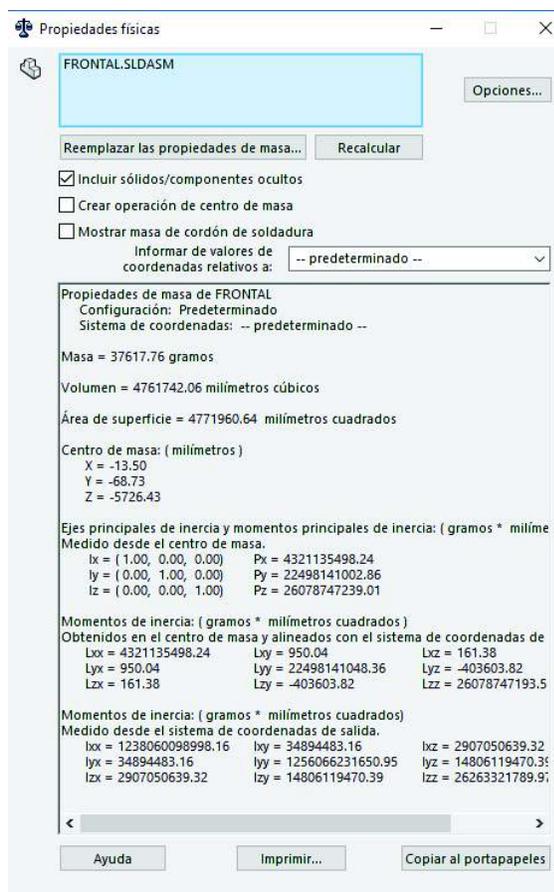


Figura 4.14 Resultado del cálculo de la masa del frontal en SolidWorks

Se presenta el cálculo de la fuerza de impacto en la barra a partir de la aceleración:

$$V_f = 15.5 \frac{m}{s}$$

$$V_0 = 0 \frac{m}{s}$$

$$x = 15 \text{ m}$$

$$V_f = V_0 + 2ax \tag{4.81}$$

$$a = 7.75 \frac{m}{s^2}$$

$$m = 37.61 \text{ Kg}$$

$$F = m.a \tag{4.82}$$

$$F = 291.478 \text{ N}$$

4.4.1 CONTRASTE ENTRE CÁLCULO ELÁSTICO Y PLÁSTICO

Se distingue básicamente dos casos de apoyo, para diferenciar la influencia del comportamiento elástico en el comportamiento plástico del material de la barra idealizada. El primer caso, denominado '1' consiste en una viga biapoyada donde se genera un momento flector característico mínimo de la sección que permita a la barra soportar una carga uniforme w cuando se sustenta sobre apoyos simples o sobre empotramientos.

Las Figuras 4.15 y 4.16 muestran los diagramas de carga y momento flector de la barra respectivamente, en las cuales se asume que la ley de momentos es parabólica y está determinada por:

$$M_p = \frac{w.L^2}{8} \tag{4.83}$$

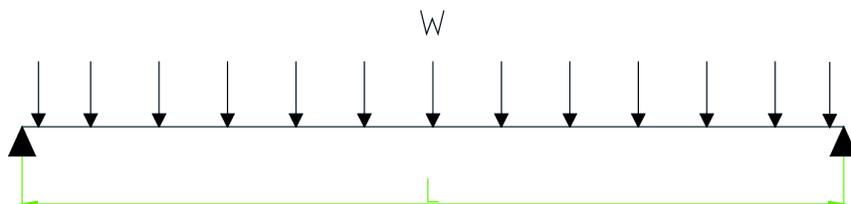
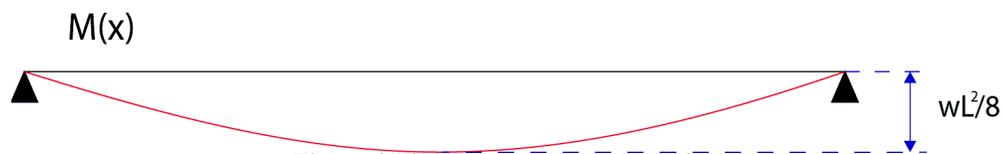


Figura 4.15 Viga biapoyada con carga uniforme



Que sucederá, si, según el impacto, se continúa cargando la viga en función del tiempo del suceso, asumiendo un comportamiento elástico-plástico perfecto, es que se formará una rótula plástica incapaz de absorber más momento que M_p , y se producirá una deflexión incontrolada sin incremento de carga. Esta situación define el mecanismo de colapso. Por ello, la carga de colapso elástico coincide con la carga de colapso en zona plástica, así se llega que:

$$w_e = w_p = \frac{8.M_p}{L^2} \quad (4.84)$$

El caso de idealización se representa en el diagrama de la figura 4.17.

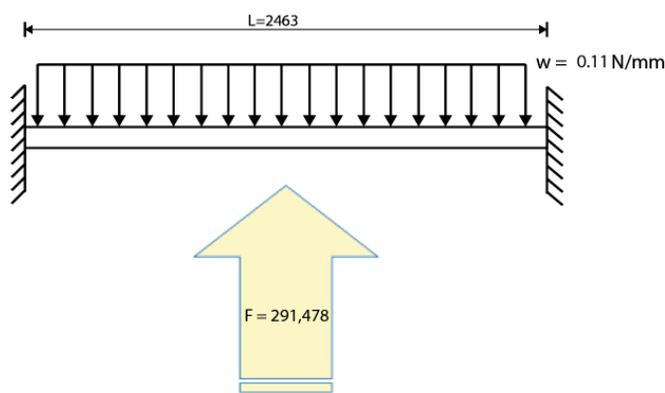


Figura 4.17 Idealización del diagrama de cuerpo libre

La condición de apoyo de la barra es del tipo empotramiento, la ley de momentos en el régimen elástico viene descrita en la Figura 4.18. En el instante en el que el momento máximo, que se sitúa en ambos apoyos, alcanza el valor M_p , dichas secciones se plastifican y su giro adoptará cualquier valor mientras que el momento permanecerá con valor M_p . En este instante se ha alcanzado el valor máximo de la carga w para el fallo elástico.

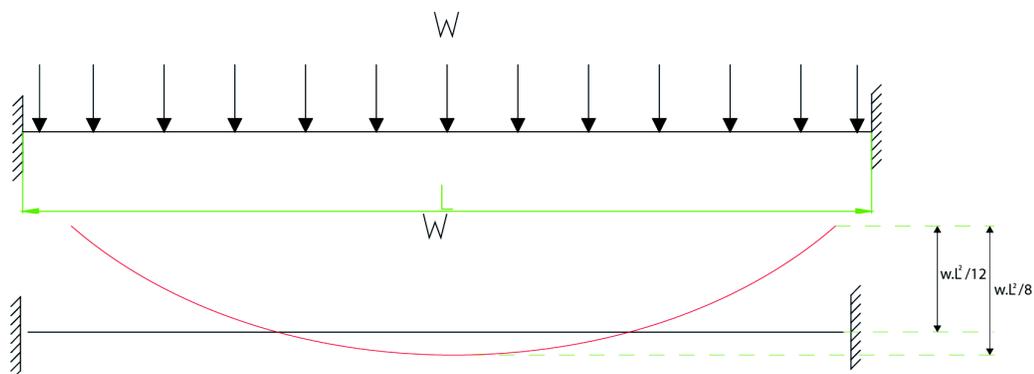


Figura 4.18 Ley de momentos en el régimen elástico

$$w_e = \frac{12.M_p}{L^2} \quad (4.85)$$

El momento en que se plastifican las secciones empotradas se muestra en la Figura 4.19.

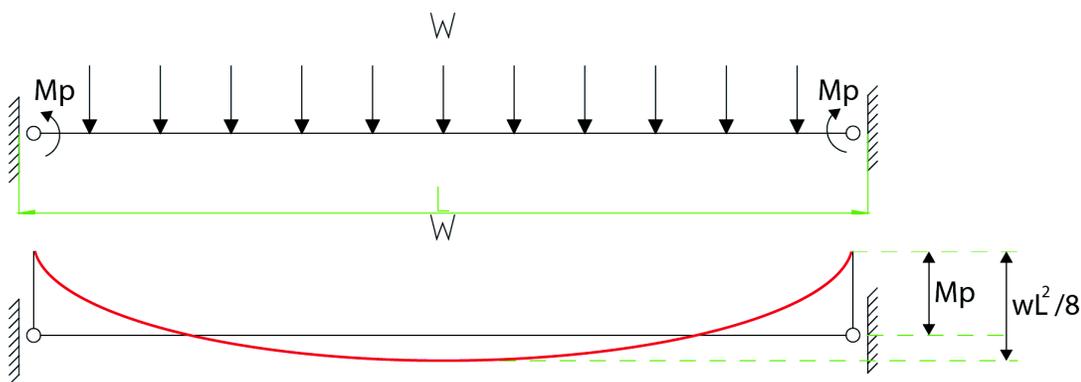


Figura. 4.19 Momento en que plastifican las secciones empotradas

La barra sigue conservando el equilibrio puesto que no ha alcanzado la condición de mecanismo: sólo ha pasado de hiperestática a isostática. Según el fenómeno de impacto, continúa incrementando el valor de w , cuando el momento flector en el centro del vano alcanza el valor M_p , dicha sección también plastificará y la viga colapsará en forma de mecanismo con tres rótulas, dos en los extremos y una en el centro. En ese instante, el valor de la carga de colapso plástico es,

$$w_p = \frac{16.M_p}{L^2} \quad (4.86)$$

De todo esto se deduce que, en un cálculo elástico, una viga biempotrada soporta un

50% más de carga que una biapoyada. Esto implica que en un diseño plástico hace falta, en proporción, una sección de sólo 3/4 de la necesaria en un diseño elástico, dado que se aprovecha la reserva resistente que proporciona el hiperestatismo.

Además del ahorro económico que esto supone, el hecho de desaprovechar el funcionamiento añadido de los grados de hiperestatismo refleja la naturaleza ilógica del diseño basado exclusivamente en el límite elástico.

En otras palabras, el diseño elástico de una estructura isostática genera un margen de seguridad inferior frente al colapso que en el caso de una hiperestática. Esta diferencia injustificada se debe a que no se tiene en cuenta que muchas estructuras pueden seguir funcionando satisfactoriamente pasado este límite.

Para idealizar el caso del presente estudio, se toma en cuenta una sola dirección y sentido de la fuerza de impacto, por lo cual el ejercicio se convierte en unidimensional.

El comportamiento plástico sobre la barra en un estado de tensiones uniaxial es aquel en el que hay una sola tensión principal no nula, que puede ser positiva (tracción) o negativa (compresión).

4.4.2 CÁLCULO EN LA ZONA ELÁSTICA

Se utiliza Wolfram Mathematica para el cálculo. La distribución de esfuerzos en la sección a régimen elástico se muestra en la Figura 4.20.

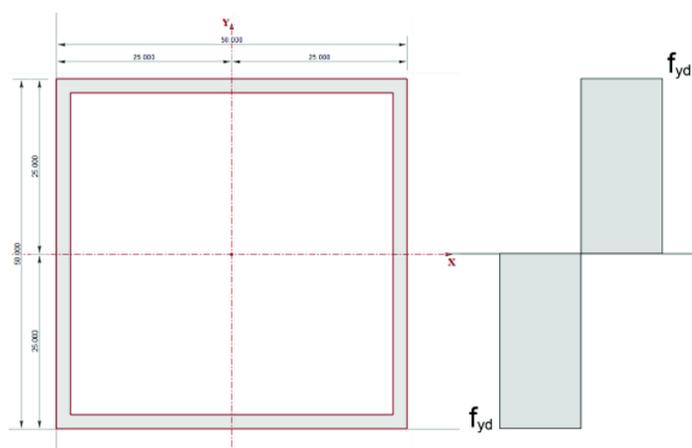


Figura. 4.20 (a) Distribución de tensiones en zona plástica

Las propiedades de las sección de la barra idealizada se indican en la tabla 4.3

Tabla 4.3

Propiedades de la sección idealizada

Parámetro	Valor	Unidad
Total Width =	50.000	mm
Total Height =	50.000	mm
Centroid, Xo =	25.000	mm
Centroid, Yo =	25.000	mm
X-Bar (Right) =	25.000	mm
X-Bar (Left) =	25.000	mm
Y-Bar (Top) =	25.000	mm
Y-Bar (Bot) =	25.000	mm
Max Thick =	50.000	mm
Area, Ax =	384.00	mm ²
Inertia, Ixx =	1,48E+08	mm ⁴
Inertia, Iyy =	1,48E+08	mm ⁴
Inertia, Ixy =	0.000	mm ⁴
Sx (Top) =	5908.48	mm ³
Sx (Bot) =	5908.48	mm ³
Sy (Left) =	5908.48	mm ³
Sy (Right) =	5908.48	mm ³
rx =	19.613	mm
ry =	19.613	mm
Plastic Zx =	6916.00	mm ³
Plastic Zy =	6916.00	mm ³
Torsional J =	2,26E+08	mm ⁴
As-xx Def =	1.000	
As-yy Def =	1.000	
As-xx Stress =	1.000	
As-yy Stress =	1.000	

Fuente: Software RISA SECTION para el perfil de 50 x 50 x 2 mm

Se obtiene la distribución de tensiones normales de la Figura 4.20 (a), para el perfil de tubo cuadrado de 50 x 50 x 2 mm a partir de la ley de Navier-Bernoulli, la tensión máxima corresponde a la fibra más alejada. Se han determinado los diagramas de fuerza de corte y momento flector, a partir de los datos asumidos para esta idealización.

$$F = 291.478 \text{ N}$$

$$L = 2463 \text{ mm}$$

$$w = \frac{F}{L} \tag{4.87}$$

$$w = 0.118 \text{ N/mm}$$

w es la carga uniformemente distribuida.

$$V_{Ed,A} = \frac{w \cdot L}{2} \tag{4.88}$$

$$V_{Ed,A} = 145.739 \text{ N}$$

$$V_{Ed,B} = -145.739 \text{ N}$$

V_{Ed} A y B son las reacciones obtenidas.

En el diagrama de fuerzas de corte y momento flector se obtienen los valores para el momento flector en la barra. Se utiliza el software RISA 2D para generar las gráficas.

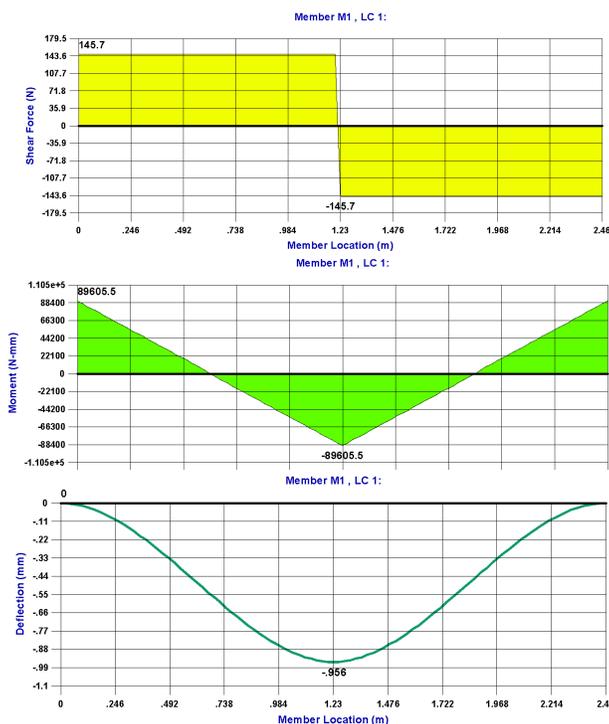


Figura 4.20 (b) Diagramas de Fuerza de corte, momento flector y Deformación

Del diagrama se conceptualiza que el momento flector máximo se encuentra en los empotramientos y tiene un valor de 89605.5 N.mm que toma la notación $M_{Ed,y}$, además se conoce las siguientes expresiones:

$$W_{el,y} = \frac{I_y}{C_{máx}} \quad (4.89)$$

La ecuación del esfuerzo será:

$$\sigma_{máx} = \frac{M_{Ed,y}}{W_{el,y}} \quad (4.90)$$

El valor del módulo resistente elástico de los distintos perfiles laminados se encuentran la bibliografía de perfiles de acero, o también se calcula mediante la expresión de la ecuación 4.89.

En el límite, cuando la tensión máxima en la fibra más alejada es igual al límite elástico minorado del acero del perfil se tendrá la siguiente expresión (resultado de sustituir $\sigma_{\text{máx}}$ por f_{yd} .)

$$f_{yd} = \frac{M_{Ed,y}}{W_{el,y}} \quad (4.91)$$

Se define el momento resistente elástico de un perfil, como aquel que genera una tensión máxima en la fibra más alejada de la sección igual a f_{yd} . Se representa por $M_{Rd,el,y}$ y su valor se obtiene despejando el momento solicitado en la ecuación 4.90.

$$M_{Ed,el,y} = f_{yd} \cdot W_{el,y} \quad (4.92)$$

Para la sección del perfil objeto de estudio (50 x 50 x 1,5)mm, se calcula el momento resistente elástico respecto al eje "Y", mismo que será igual a:

$$L = 2463 \text{ mm}$$

$$I_y = 1.477 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

$$C_{\text{máx}} = 25 \text{ mm}$$

$$W_{el,y} = \frac{I_y}{C_{\text{máx}}} \quad (4.93)$$

$$W_{el,y} = 0.05908 \times 10^8 = 0.5908 \text{ mm}^3$$

$$M_{Ed,y} = 89605.5 \text{ N.mm}$$

$$f_{yd} = \frac{M_{Ed,y}}{W_{el,y}} \quad (4.94)$$

$$f_{yd} = 0.01513 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$f_{yd} = 0.01513 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{Rd,el,y} = f_{yd} \cdot W_{el,y} \quad (4.95)$$

$$M_{Rd,el,y} = 89605.5 \text{ N.mm}$$

$$M_{Rd,el,y} = \frac{F_1 \cdot L^2}{L}$$

$$F_1 = 36.38 \text{ N}$$

4.4.3 CÁLCULO EN LA ZONA PLÁSTICA

La distribución de tensiones normales en régimen plástico presenta un diagrama de tensiones birectangular, al suponer que todas las fibras de la sección alcanzan el límite elástico de cálculo, tal como se muestra en la Figura 4.21.

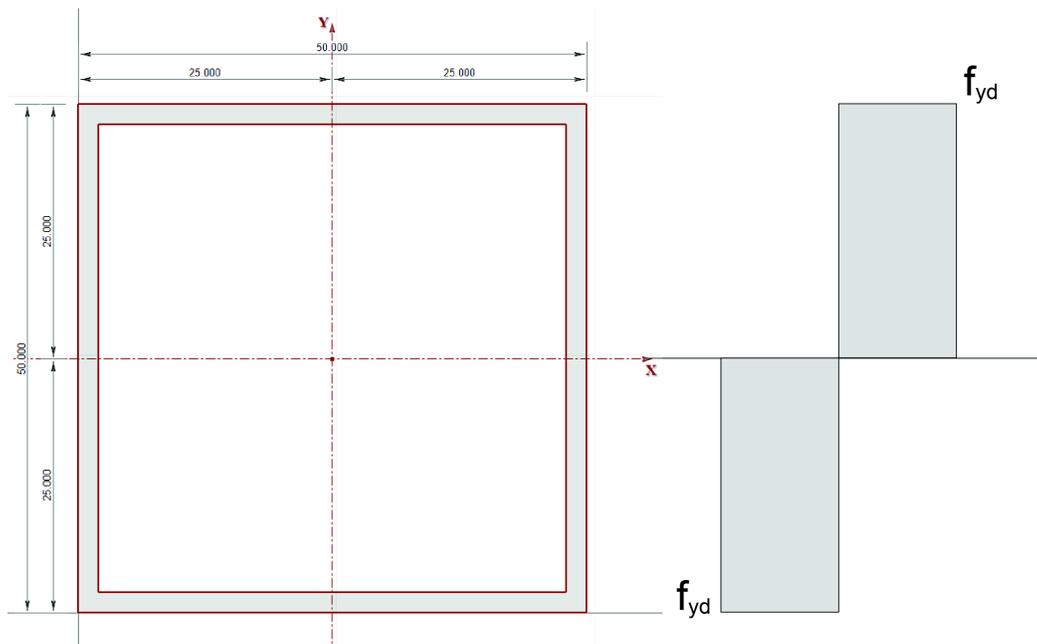


Figura 4.21 Distribución de tensiones en la zona plástica

Se define el momento resistente plástico, de un perfil de acero, como aquel que es capaz de plastificar todas y cada una de las fibras de la sección. Su valor es igual a:

$$M_{Rd,pl,y} = f_{yd} \cdot W_{pl,y} \quad (4.96)$$

Siendo $W_{pl,y}$ el módulo resistente plástico de la sección.

El módulo resistente plástico se calcula considerando que la sección solicitada a flexión ha plastificado, estando una parte de la misma comprimida y otra traccionada, de modo que para que la sección esté en equilibrio, es necesario que la fuerza resultante de la parte comprimida sea igual a la fuerza resultante de la traccionada

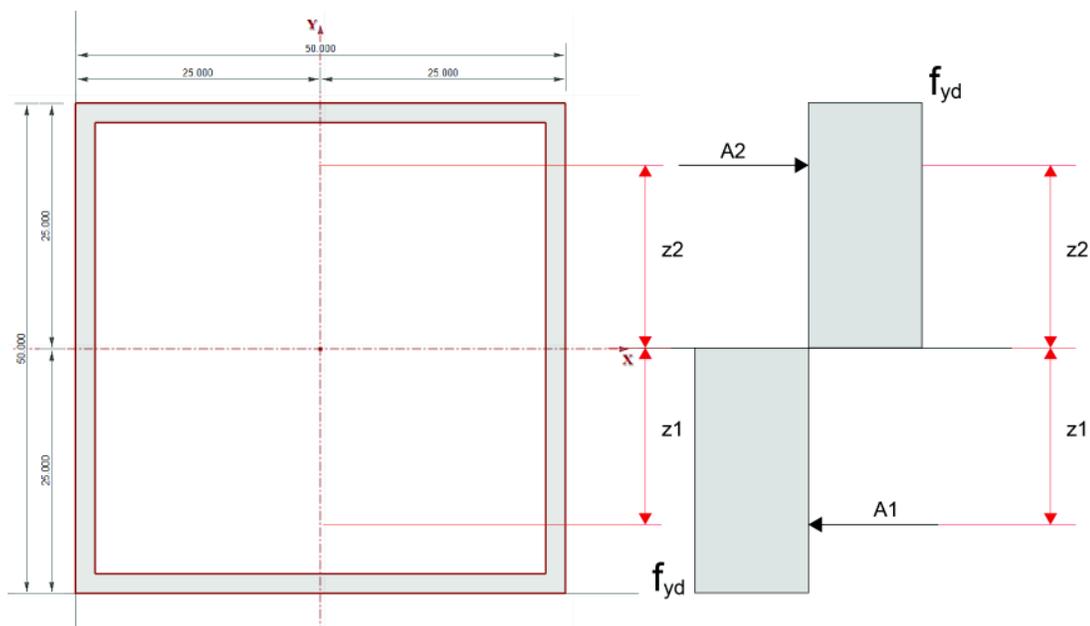


Figura 4.22 Equilibrio de la sección

De modo que:

$$A_1 \cdot f_{yd} = A_2 f_{yd} \rightarrow A_1 = A_2 = \frac{A}{2} \quad (4.97)$$

$$A_1 \cdot f_{yd} \cdot z_1 + A_2 \cdot f_{yd} \cdot z_2 = M_{Rd,pl} \quad \text{o lo que es lo mismo:} \quad f_{yd} \cdot \frac{A}{2} \cdot (z_1 + z_2) = M_{Rd,pl} \quad (4.98)$$

Se define el módulo resistente plástico al término: $W_{pl} = \frac{A}{2} \cdot (z_1 + z_2)$ por similitud con el módulo resistente elástico.

Los módulos resistentes plásticos de los perfiles laminados se encuentran tabulados.

Para el 50 x 50 x 2 mm, se tiene: $W_{pl,Rd} = 6.64e+9 \text{ mm}^3$.

Realizando las operaciones y sustituyendo los valores se tiene:

$$W_{el.y} = W_{pl.Rd} = 0.5908 \text{ mm}^3$$

$$M_{Ed.y} = 89605.5 \text{ N.mm}$$

$$f_{yd} = \frac{M_{Ed.y}}{W_{el.y}} \quad (4.99)$$

$$f_{yd} = 151668 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{Rd.pl.y} = f_{yd} \cdot W_{pl.Rd}$$

$$M_{Rd.pl.y} = 89605.5 \text{ N.mm}$$

$$L = 2463 \text{ mm}$$

$$M_{Rd.pl.y} = \frac{F_1 L^2}{L}$$

$$F_1 = 36.38 \text{ N}$$

4.4.4 ANÁLISIS DE LA BARRA EN RÉGIMEN PLÁSTICO

En el epígrafe anterior se ha obtenido el valor de la carga uniformemente repartida que plastifica la sección del empotramiento, es decir, que genera en el empotramiento, un momento sollicitación igual al momento resistente plástico del acero galvanizado 50 x 50 x 2 mm.

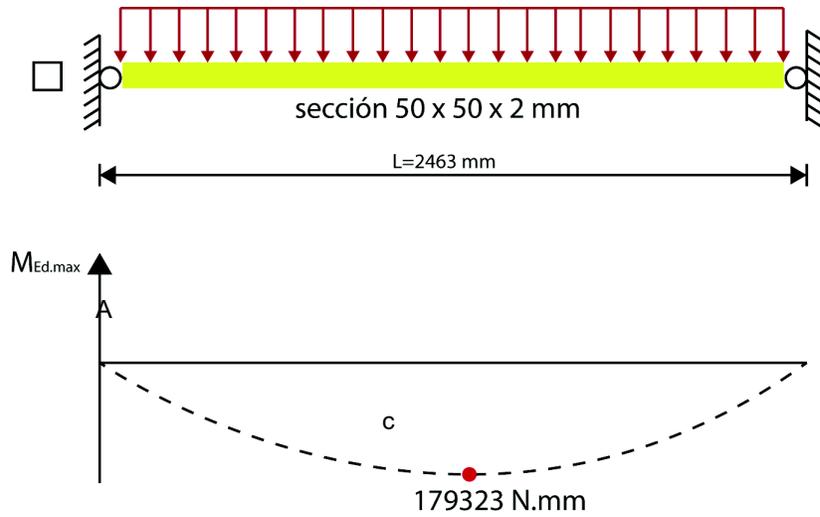


Figura 4.23 Diagrama de momento flector

El momento se calcula en el punto B:

Del diagrama de fuerza de corte se tiene:

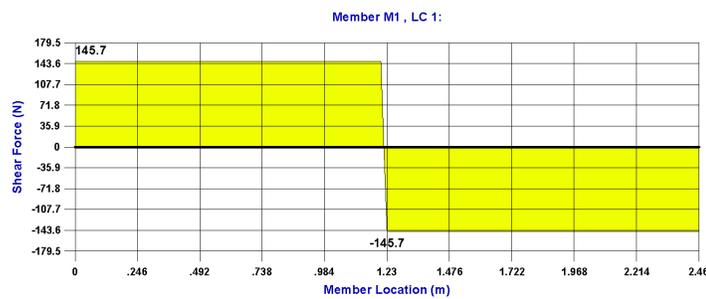


Figura 4.24 Diagrama de fuerzas de corte

El momento en el punto B será:

$$V = 145.7 \text{ N}$$

$$L = 2463 \text{ mm}$$

$$M_{Ed,B} = V * \frac{L}{4}$$

$$M_{Ed,B} = 89717.9 \text{ N.mm}$$

(4.100)

El momento en el punto C será:

$$M_{Ed,C} = -V \cdot \frac{L}{4} \quad (4.101)$$

$$M_{Ed,C} = -89717.9 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

En la Figura 4.23 se observa que en la sección B el momento mayor es igual a 89605.5 N·mm (momento resistente plástico) y en la sección C, es igual a -89605.5 N·mm.

Cuando se realiza un análisis global de la barra en régimen plástico, se supone que las secciones que han plastificado se comportan como rótulas, de modo que la viga de la Figura 4.23, sometida a una carga uniformemente repartida de 0.11 N/mm se modeliza como biarticulada, tal y como se muestra en la Figura 4.25 (a).

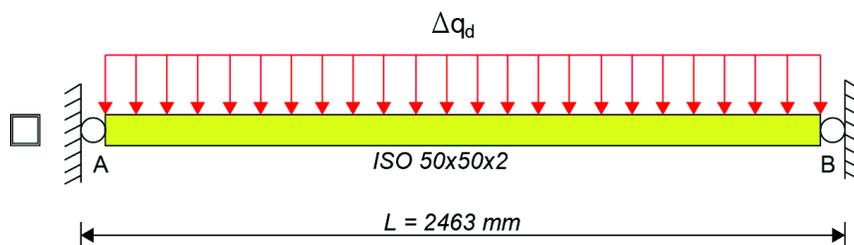


Figura 4.25 (a) Barra biarticulada

Esta viga biarticulada es capaz de soportar nuevas cargas, aumentando el momento en el centro de vano y permaneciendo constante y con valor igual a $M_{pl,y,Rd}$ el momento en la sección B.

Para obtener la cantidad de carga adicional que puede soportar hay que tener en cuenta que la sección más solicitada a flexión positiva es la C, con un momento de sollicitación igual -89605.5 N·mm de modo que el máximo momento que podrá sollicitar a dicha sección, consecuencia del incremento de carga, será igual al momento resistente del perfil menos el momento que ya lo está sollicitando.

Es decir:

$$\begin{aligned} M_{Ed,max,admissible} &= M_{Rd,pl,y} - M_{Ed,B} \\ M_{Ed,max,admissible} &= 89605 - (-89717.9) \\ M_{Ed,max,admissible} &= 179323 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{aligned} \quad (4.102)$$

Con el valor del máximo momento admisible calculado, se obtiene el incremento de carga que resiste la viga modelizada como biapoyada, siendo el diagrama de flectores correspondiente el de la figura 4.25 (b).

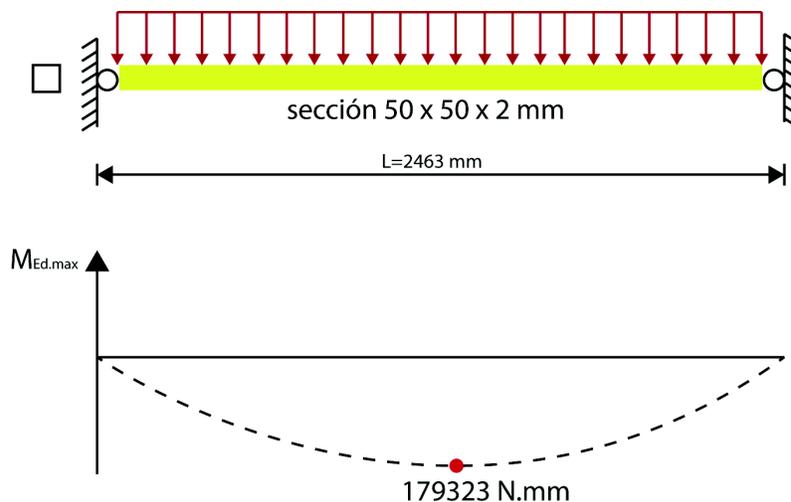


Figura. 4.25 (b) Diagrama de barra biarticulada

$$M_{Ed,max1} = 89717.9 \text{ N.mm}$$

$$M_{Ed,max1} = \frac{\Delta_{qd} \cdot L}{12} \quad (4.103)$$

$$L = 2463 \text{ mm}$$

$$M_{Ed,max1} = V \cdot \frac{L}{12}$$

$$M_{Ed,max1} = \frac{\Delta_{qd} \cdot L^2}{12} \quad (4.104)$$

$$\Delta_{qd} = 0.059 \text{ N/mm}$$

Para el caso que nos ocupa, $M_{Ed,max} = V \cdot \frac{L}{12}$ valor del momento que se iguala con el máximo admisible para obtener el incremento de carga admisible por el perfil ISO 50x50x2 modelado como una barra biapoyada.

De modo que si se añaden 0.3 N/mm a los 0.6 N/mm que se tenía en la carga aplicada por impacto, se produce la plastificación de la sección del centro de vano de la viga, convirtiéndola en un mecanismo, como se muestra la figura 4.26.

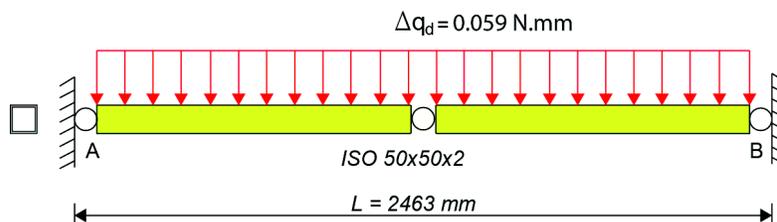


Figura 4.26 Barra plastificada, convertida en mecanismo

Los valores obtenidos para la carga de agotamiento de la barra objeto del análisis, permiten observar que los métodos plásticos de dimensionado de la sección y análisis de la estructura permiten considerar una capacidad de carga mayor.

4.4.5 CÁLCULO DE ESFUERZOS PLÁSTICOS

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$I_y = 1.48 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{plastico} = \frac{M_{Ed,max} \cdot c}{I_y} \quad (4.105)$$

$$\sigma_{plastico} = 0.0050 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (4.106)$$

$$\sigma_{plasticoPa} = \sigma_{plastico} \cdot 1000000 [\text{Pa}]$$

$$\sigma_{plasticoPa} = 5051.68 \text{ Pa}$$

4.4.6 SIMULACIÓN DE LA BARRA EN LS-DYNA

Las condiciones de simulación han sido generadas en función a la idealización del problema, es decir:

- Soporte: fijo en los dos extremos de la pared rígida
- Carga: 291478 N, la que se genera como reacción al impacto de la barra contra la pared.
- Material: Acero Galvanizado , no lineal
- Hourglass: Flanagan - Belytschko Stiffnes, con un coeficiente 0.1
- Sección: Cuadrada de 50x50x1,5 mm
- Longitud de barra: 2463 mm.

Se repite el procedimiento que se indicó para el dibujo de la cabina.

Se dibuja la barra para el estudio en tres dimensiones, con superficies, el resultado se muestra en la figura 4.27.

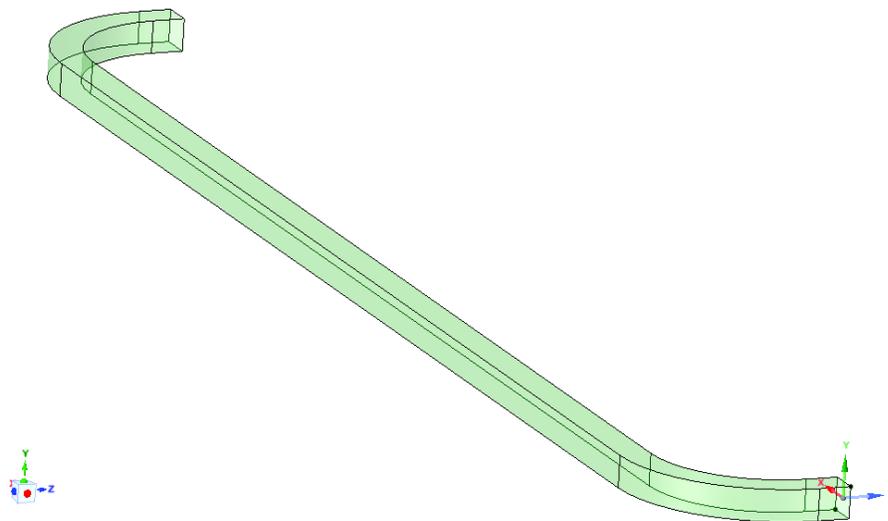


Figura 4.27 Barra idealizada dibujada en SpaceClaim

Se genera una malla con un radio jacobiano de 1,04 lo cual permite verificar la buena calidad del modelo, la característica del mismo se muestra en la Figura 4.28.

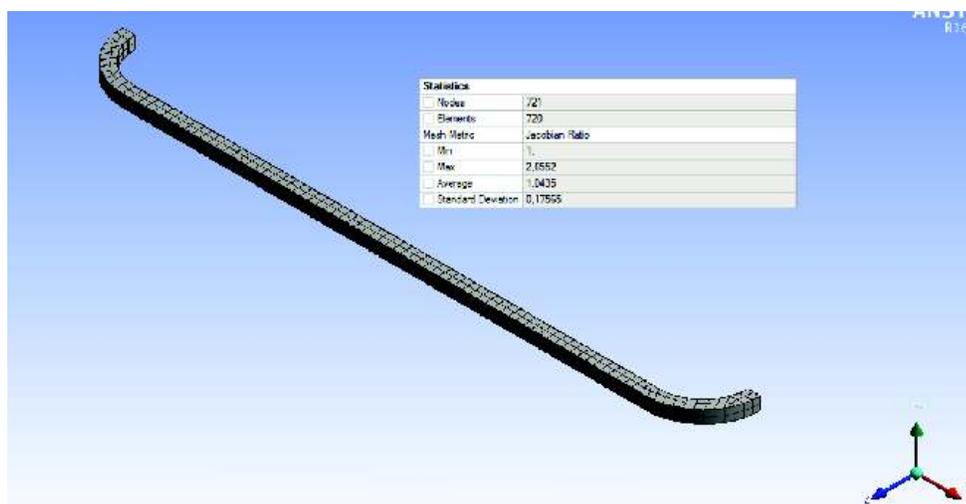


Figura 4.28 Configuración y verificación estadística de la malla

Las condiciones de borde para la simulación de la barra se muestran en la figura 4.29

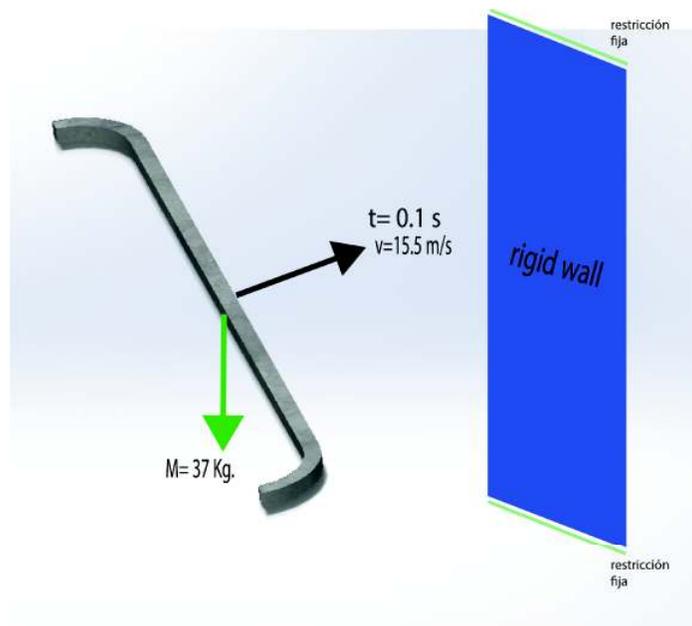


Figura 4.29 Condiciones de borde para la simulación de la barra

Se efectuó el procesamiento del estudio, a partir del cual se ha obtenido los siguientes resultados:

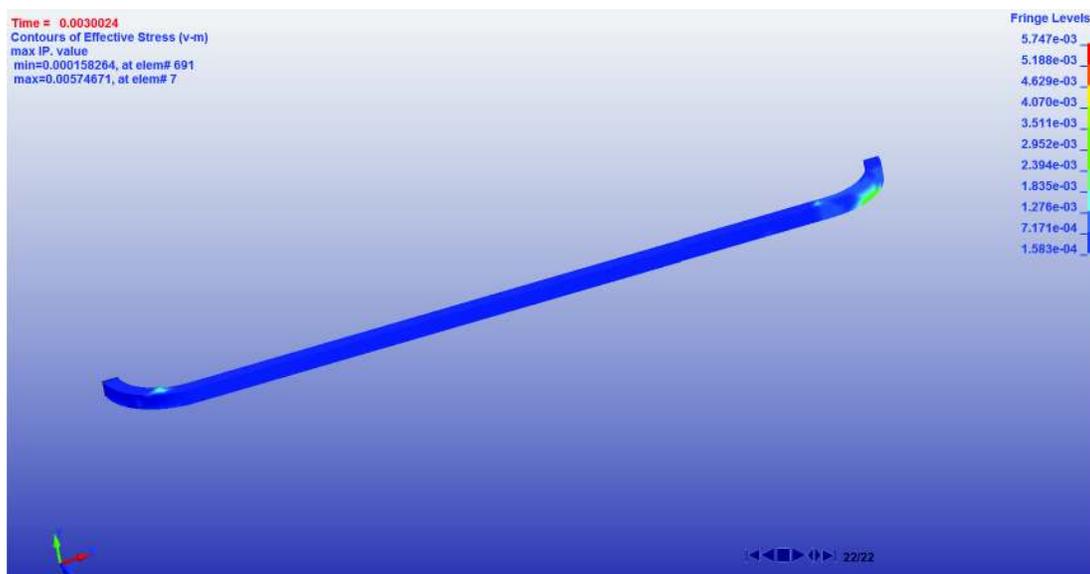


Figura 4.30 Esfuerzo de Von Mises en la barra

El esfuerzo de Von Mises, calculado por el método de elementos finitos es de 0.005748 MPa, lo que equivales a 5747 Pa.

La verificación se realiza en función a los valores de la tensión de Von Mises calculada analíticamente y computacionalmente.

Se determinan los elementos para analizarlos en LS DYNA bajo el criterio del elemento más crítico que en este caso es el número 7 cuya localización y detalle se observa en la figura 4.31

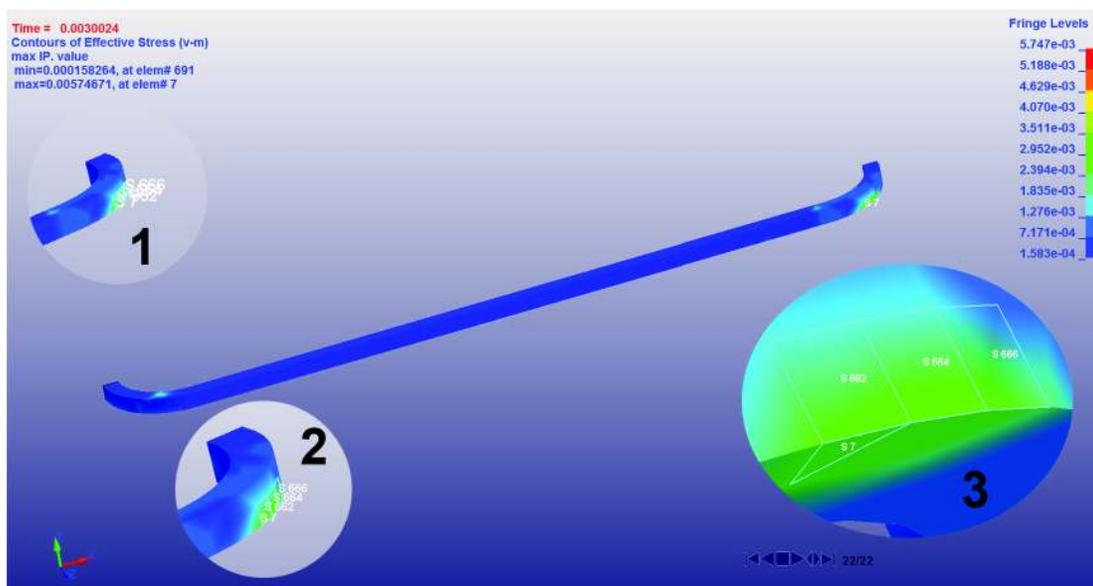


Figura 4.31 Selección de los elementos para análisis en LS DYNA

Los elementos seleccionados permiten posprocesar en el software para obtener información en que se compara la relación entre el Hourglass y la energía interna, que a la vez dan lugar a la validación del estudio, lo cual se muestra a continuación.

$$Hourglass = 0.19 \times 10^{-7} [J]$$

$$E_{interna} = 1.29 \times 10^{-6} [J]$$

$$\%H = \frac{Hourglass}{E_{interna}} = 1.47\%$$

El porcentaje de Hourglass es menor al 10% de la energía interna por lo cual el cálculo computacional queda validado.

El criterio de Hourglass aplicado se basa en los valores mostrados en las figuras 4.32 y 4.33 que se refieren a las curvas de la energía interna y de la energía de Hourglass, extraídas del software LS DYNA respectivamente.

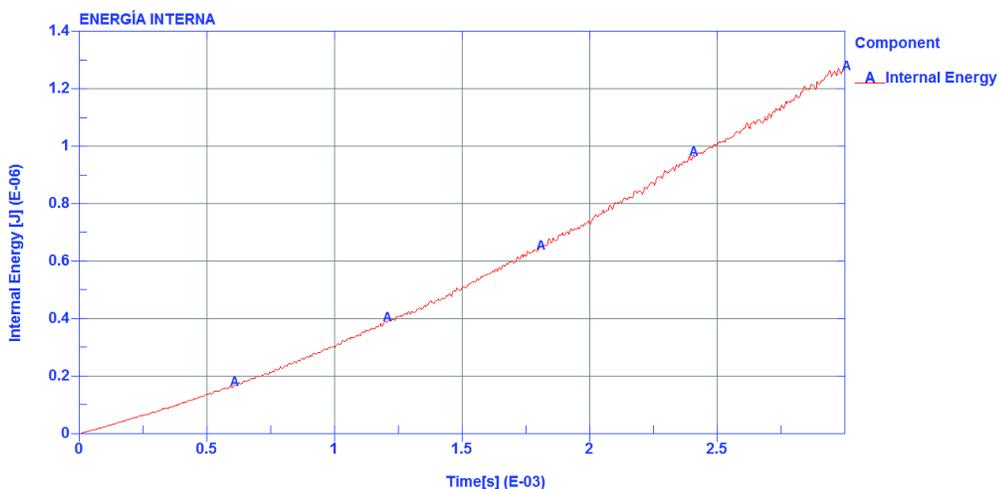


Figura 4.32 Curva correspondiente a la energía interna en la barra

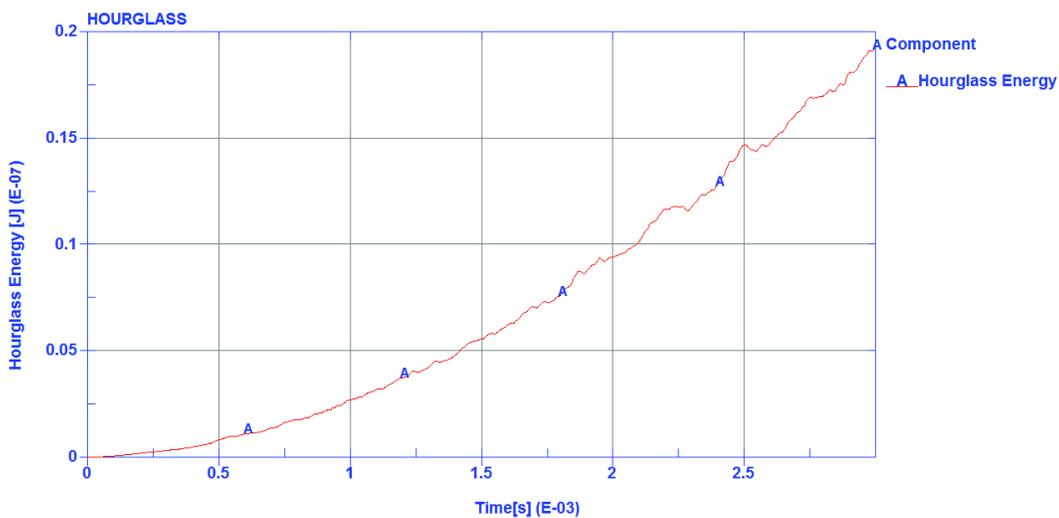


Figura 4.33 Curva correspondiente a la energía de Hourglass en la barra

Se ha obtenido las curvas de los elementos seleccionados para el esfuerzo de Von Mises plástico, lo cual permite analizar el comportamiento de la barra ante impacto, la figura 4.34 muestra el parámetro mencionado.



Figura 4.34 Curvas de los nodos seleccionados para el esfuerzo de Von Mises

El comportamiento de las curvas hacen notar, que el elemento crítico de color rojo, tiene un distanciamiento en cuanto a comportamiento en relación a los otros elementos que presentan mayor uniformidad, posiblemente se trate de una singularidad que no se encuentra tan distante en resultados a los otros elementos que se comportan coincidentemente, el esfuerzo máximo tiene un valor de 5747 Pa, en el elemento 7 lo cual se produce a un tiempo del suceso de 2.7×10^{-3} segundos, previo a este punto, el material ha tenido un comportamiento elástico, en virtud que el esfuerzo obtenido no es superior al esfuerzo de fluencia del material, debido a que la inercia de la barra es relativamente pequeña en comparación con lo analizado en la cabina de la carrocería; sin embargo el porcentaje de diferencia entre el vaor analítico y el computacional es de el 12.11% lo cual es aceptable.

La validación analítica se puede abordar desde varios puntos de vista tal es el caso de la comparación de eergías de deformación, deformaciones,tensiones, desplazamientos, etc., para el presente caso se ha tomado las tensiones como referente.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

El análisis efectuado, permitió evaluar el comportamiento elastoplástico de la superestructura de un bus tipo utilizada en transporte interprovincial, así como generar una comparación de parámetros en relación a estudios matemáticos y computacionales.

Se ha determinado que en Ecuador no existen normativas que sirvan de guía o referencia para el análisis de superestructuras vehiculares sometidas a carga de impacto, en contraste con el marco legal internacional, el que sí contempla en sus normas este fenómeno físico. Tanto es así que existen varios autores de artículos a nivel internacional, todos ellos tendientes a verificar una metodología de análisis matemático y computacional para simulación de choques en buses y automóviles.

El modelado matemático idóneo a aplicarse para el análisis de la geometría computacional es el de Lagrange que analiza explícitamente la deformación en sólidos, desde un punto de vista de modelo dinámico, a diferencia del modelo de Euler que considera una sola variable en cada función y permite trabajar con nodos elementales fijos en relación al tiempo, lo cual está lejano al comportamiento del modelo durante cierto suceso de impacto.

Existen varios softwares que son aplicables a procesos de análisis a impacto, lo que los diferencia son los resolvers que cada uno de ellos posee, que en definitiva es el modo de solución de los distintos modelos matemáticos aplicables al fenómeno físico, de tal manera que las herramientas computacionales más utilizadas son LS-DYNA y Altair HyperWorks.

Las fuerzas generadas por las condiciones del impacto en la carrocería producen altas deformaciones en periodos de tiempo muy pequeños, motivo que obligó a desarrollar el estudio considerando la dinámica explícita como la física para determinar parámetros de ingeniería y desarrollar la solución matemática y computacional del presente trabajo.

La simulación computacional basada en dinámica explícita, permitió observar el comportamiento de la superestructura de bus ante los efectos del impacto, que si

se describen como un proceso se tiene el siguiente orden: comportamiento elástico del material, comportamiento elastoplástico y finalmente el comportamiento plástico, para luego pasar al colapso o falla del material; es decir la aplicación de grandes cargas durante intervalos de tiempo pequeños, generan altas deformaciones mediante distintos comportamientos del material, muchos de ellos impredecibles.

El control de reloj de arena (Hourglass) es un método que permite evitar en la malla analizada un trabado de ciertos elementos finitos, lo que afectaría los resultados de manera incidente, la energía interna generada por impacto, deberá ser comparada con el valor de energía desarrollado por efecto de Hourglass, así lo ideal es que el valor de energía Hourglass obtenido sea menor al 10% de la energía interna a impacto de todo el sistema.

Se determinó que la zona crítica de la carrocería en un estudio a impacto delantero, es el componente denominado “frontal” o “para choque”, en base al cual se realizó una idealización que permitió obtener expresiones matemáticas de los momentos y esfuerzos plásticos, para establecer el comportamiento del elemento en zona plástica. También se efectuó un análisis computacional en la misma estructura frontal y se extrajo el esfuerzo plástico, así se estableció, que existe un percentil de diferencia en el cálculo aproximadamente de 12.1%; sin embargo esto corresponde a un análisis computacional de relativamente poco complejo, en el caso de una estructura grande, el margen crece exponencialmente de forma que el procesamiento del computador es difícilmente alcanzable por medios matemáticos incluyendo dentro de ellos el MEF (método del elemento finito).

Para efectuar el diseño estructural a gran escala, mediante asistencia computacional por software de dinámica explícita, se debe tomar en cuenta los siguientes pasos:

1. Establecer una geometría tridimensional “limpia”, sin errores i interferencias para lo cual se recomienda la asistencia de un software de verificación.
2. Definir objetivamente las condiciones de borde del modelo a analizar. En el caso del presente estudio se ha permitido el choque de la estructura contra una pared rígida propia de LS DYNA, sin embargo, en otros análisis aplicados en otros países, se genera el choque de un péndulo contra la carrocería.
3. Contar con un equipo de procesamiento de datos industrial, mínimo con cuatro procesadores para lograr resultados fiables.
4. Validar el estudio, en el presente trabajo se exponen dos de las

formas aplicadas, las cuales son: (a) Cálculo manual comparado con el computacional, donde el umbral de diferencia debe ser del 15% aproximadamente, sin embargo, no es un método fiable por la susceptibilidad a errores de cálculo, (b) El método del control de reloj de arena (Hourglass) que implica comparar las energías desarrolladas por efecto de impacto y evitar que la energía del Hourglass sea mayor a un 10% que la energía interna.

5. Utilizar un software posprocesador de datos para obtener información a modo de curvas de los distintos parámetros logrados en el análisis computacional, así se efectiviza un adecuado análisis de comportamiento del material ante impactos.

La evaluación de la superestructura se puede efectuar mediante la comparación entre: las propiedades físicas y mecánicas intrínsecas del material constitutivo, frente al comportamiento matemático de la carrocería a carga de impacto, en el presente trabajo este proceso se lo ha efectuado mediante obtención de curvas de esfuerzo versus deformación, energía de deformación versus tiempo, energía de hourglass versus tiempo entre otras, esto a permitido conocer en que instante (tiempo específico) del suceso el material trabaja en rango elástico u a su vez plástico o simplemente falla; esta posibilidad de análisis, permite generar puntos de vista, que serían de suma utilidad para aportar a la generación de una normativa de diseño y construcción de superestructuras de autobuses para transporte interprovincial que regule aspectos de ingeniería útiles para mejorar la posibilidad de supervivencia ante un choque frontal.

En virtud del comportamiento del material determinado en el estudio, el cual pasa a zona plástica en un tiempo muy pequeño y esfuerzos relativamente bajos sería óptimo pensar en la inclusión de nuevos materiales en los procesos de diseño y manufactura de las carrocerías, sin embargo, se deberá considerar que los costos se incrementarían en virtud de la falta de estudios y la carencia de opciones de material en el medio.

Las deformaciones son considerables a tiempos de suceso pequeño ocasionados por cargas de impacto a una velocidad de 56 Km/h según normas internacionales, sin embargo, los índices de accidentes en el país indican que la velocidad de impacto oscila entre 100 a 120 Km/h, lo que conlleva a concluir que se presentan deformaciones mucho mayores que son capaces de invadir el habitáculo de seguridad de los buses.

Es necesario destacar que, si bien es cierto el acero galvanizado es un material fácil de conseguir en el mercado ecuatoriano a un costo relativamente bajo, no presenta un comportamiento requerido en las condiciones de diseño, mismas que puntualizarían una aplicación de resistencia a impacto cuando este ocurre a más de 56 Km/h.

5.2 RECOMENDACIONES

- Dibujar la carrocería en el software SpaceClaim de ANSYS que permite obtener un proceso idóneo para trabajar con LS DYNA, con otros softwares no se ha tenido éxito.
- Utilizar el criterio de Flanagan - Belytschko Stiffness con un coeficiente de 0,1 como método de corrección del fenómeno de Hourglass, para estudios de impacto similares al desarrollado.
- Se recomienda que para tiempos de suceso relativamente grandes (según el criterio de la dinámica explícita), utilizar procesadores de alta capacidad para lograra resultados veraces.
- Se requiere que el dibujo tridimensional del modelo sea construido con superficies, para obtener resultados favorables y en tiempos cortos de procesamiento según verificaciones realizadas y aplicadas en el presente caso.
- En el posproceso obtener información de elementos críticos y sus circundantes de manera que la estadística que se pueda plantear a partir de ello, permita distinguir singularidades en el estudio.
- El análisis de resultados se lo debe realizar en grupos de nodos para poder detectar posibles singularidades que a la vez pueden generar resultados poco confiables o erróneos.
- Fomentar investigaciones nacionales para el estudio y caracterización de las propiedades mecánicas en los principales materiales utilizados en la construcción de las carrocerías, dentro de la zona plástica para obtener valores de referencia que permitan mejores aproximaciones en los resultados de las simulaciones.
- Impartir en posgrados asignaturas tendientes a aplicaciones netamente industriales de forma que exista un mejor desempeño profesional sobre todo en áreas en las que predomina la matemática y las ciencias computacionales.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

AGENCIA NACIONAL DE TRANSITO “Estadísticas de transporte terrestre y seguridad vial” 2015 [En línea] Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#.Vir5EqxZER> (febrero, 2015)

AGENCIA NACIONAL DE TRANSITO “Normas y Reglamentos INEN aplicados al Transporte, Tránsito y Seguridad Vial” [En línea] Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/old/index.php/normas-y-reglamentos-inen-aplicados-al-transporte> (febrero, 2015)

ANSYS Help Viewer, “Specify Analysis Settings for Explicit Dynamics Analyses”

ANSYS Help Viewer, “Hourglassing”

ANSYS Help Viewer, “Solid and Shell Elements”

ANSYS Help Viewer, “Appendix F. Explicit Dynamics Theory Guide”

Applus IDIADA “Departamento de Homologación” [En línea] Recuperado: <http://www.applusidiada.com/es/> (febrero, 2015)

CANFACECUADOR “Reseña Histórica” [En línea] Recuperado: <http://www.canfacecuador.com/index.php/quienes-somos/resena-historica>. (febrero 2015)

CONDES NOVILLO J. “Simulación de ensayos de choque en vehículos: validación de un modelo de dummy en 2 dimensiones - Proyecto fin de carrera de la Universidad Carlos III de Madrid, Julio 2015 [En línea] Recuperado: http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7532/PFC_David_Illesca_Perez.pdf?sequence=1

CRASH TEST [En línea] Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Crash_test

ECUABUSES [En línea] Recuperado: <http://www.ecuabus.net/Buses%20Scania.html> (febrero, 2015)

ELYSIUM, [En línea] Recuperado: <http://elysiuminc.com/products/caddoctor-for-nx/>

- EMPRESA PÚBLICA METROPOLITANA DE MOVILIDAD Y OBRAS PÚBLICAS
 [En línea] Recuperado: [http://www.epmmop.gob.ec/epmmop/images/stories/doc_gestion_movilidad/listado_carroserias_\(28-08-2012\).pdf](http://www.epmmop.gob.ec/epmmop/images/stories/doc_gestion_movilidad/listado_carroserias_(28-08-2012).pdf) (Abril, 2015)
- H.J. BUNGE, K. PÖHLANDT, A. ERMAN TEKKAYA, "Formability of Metallic Materials: Plastic Anisotropy, Formability Testing". Springer. 2000
- JAC Motors [En línea] Recuperado <http://www.jacecuador.com/busetas/>
- LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION -2015 [En línea]
 Recuperado: <http://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/hourglass.pdf>
- LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION -2015 [En línea]
 Recuperado: www.lstc.com (mayo, 2015)
- LS-DYNA ABOUT 2015 [En línea] Recuperado: <http://www.lstc.com/products/ls-dyna>
- NORMALIZACIÓN [En línea] Recuperado http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/11/rte_041_2r.pdf
- NOVILLO GEOVANNY, "Análisis estructural de carrocerías para autobuses"
 Proyecto previo a la obtención del título de Master en Diseño , Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Universidad de Oriente, Riobamba, Ecuador, 1999
- PATTAROM JONGPRADIST ET AL, "Improvement of Crashworthiness of bus Structure under Frontal Impact". The 2015 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM15) Incheon, Korea, August 25-29, 2015
- PAUL DU BOIS . ET ALL. "Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection"
 American Iron and Steel Institute 2004
- R. COURANT, K. FRIEDRICHS AND H. LEWY, "On the partial difference equations of mathematical physics", IBM Journal, March 1967, pp. 215-234
- SCT IMT Instituto Mexicano del Transporte, Secretaria de Comunicaciones y Transporte "Comportamiento al Choque de los Vehículos. Algunas

investigaciones Relacionadas” [En línea] Recuperado: <http://imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt129.pdf>

SHEN R. WU and LEI GU, (2012) Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics, Editorial WILEY .

TED BELYTSCHKO , WING KAM LIU, BRIAN MORAN, KHALIL I. ELKHODARY ,(2014) “Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures” Second Edition.

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID “Instituto de Investigación del Automóvil” [En línea] Recuperado: <http://www.upm.es/institucional/UPM/Centros/CampusSur/INSIA>

XIDATEL [En línea] Recuperado: <http://www.xitadel.com/ls-dyna>

YUCHENG LIU , STEFAN J. CHU, AND RAUL VIERA “Analysis of structural impact and crashworthiness using experimental, analytical and computational techniques: an overview and recent developments” [En línea] Recuperado: https://www.academia.edu/5800918/Analysis_of_structural_impact_and_crashworthiness_using_experimental_analytical_and_computational_techniques_an_overview_and_recent_developments

ANEXOS

ANEXO A

Empresas calificadas para la construcción de carrocerías por parte de las escuelas politécnicas

Tabla A.1 Empresas calificadas para la construcción de carrocerías por parte de las escuelas politécnicas

EMPRESA REGISTRADA	MARCA REGISTRADAS	UBICACIÓN
CAMENU	CARROCERÍA CAMENU	AMBATO ECUADOR
SANTA CRUZ	CARROCERÍA SANTA CRUZ	AMBATO ECUADOR
ALTAMIRANO	CARROCERÍA ALTAMIRANO	AMBATO ECUADOR
LOS ANDES	CARROCERÍA LOS ANDES	AMBATO ECUADOR
JÁCOME	CARROCERÍA JÁCOME	AMBATO, ECUADOR
METALBUS	CARROCERÍA METALBUS	AMBATO, ECUADOR
VARGAS	CARROCERÍA VARGAS	AMBATO, ECUADOR
CAPABA	CARROCERÍA CAPABA	AMBATO, ECUADOR
IMPA	CARROCERÍA IMPA	AMBATO, ECUADOR
ALME	CARROCERÍA ALME	AMBATO, ECUADOR
PATRICIO CEPEDA	CARROCERÍA PATRICIO CEPEDA	AMBATO, ECUADOR
CEPEDA CIA. LTDA.	CARROCERÍA CEPEDA	AMBATO, ECUADOR
SERMAN	CARROCERÍA SERMAN	AMBATO, ECUADOR
PARECO	CARROCERÍA PAREGO	AMBATO, ECUADOR
VARMA	CARROCERÍA VARMA S.A.	AMBATO, ECUADOR
ECUABUSS	CARROCERÍA ECUABUSS	AMBATO, ECUADOR
PATRICIO CEPEDA	PATRICIO	AMBATO, ECUADOR
DAVMOTOR CIA. LTDA.	CARROCERÍA MARIELBUS	AMBATO, ECUADOR
SANABRIA	METÁLICA SANABRIA	AMBATO, ECUADOR
SOLIS	CARROCERÍA SOLIS	AMBATO, ECUADOR
IMCE	INDUSTRIA METÁLICA CEPEDA	AMBATO, ECUADOR
M&L	CARROCERÍA M&L	AMBATO, ECUADOR
MANBUS	CARROCERÍA ÁNGEL MANBUS	AMBATO, ECUADOR

MIRAL	CARROCERÍA MIRAL	AMBATO, ECUADOR
PAPERS	METÁLICAS PAPERS	AMBATO, ECUADOR
IBIMCO	CARROCERÍA IBIMCO	AMBATO, ECUADOR
IMPEDSA	CARROCERÍA IMPEDSA	AMBATO, ECUADOR
PAPERS	METÁLICAS PAPERS (SUCURSAL NO.1)	AMBATO, ECUADOR
PICOSA	CARROCERÍA PICOSA	AMBATO, ECUADOR
CUENCA	CARROCERÍA CUENCA	AMBATO, ECUADOR
FIALLOS	CARROCERÍAS FIALLOS	AMBATO, ECUADOR
PAPERS	METÁLICAS PAPERS (SUCURSAL NO.2)	AMBATO, ECUADOR
CEMAG	CARROCERIA CEMAG	AMBATO, ECUADOR
PÉREZ	CARROCERIA PÉREZ	AMBATO, ECUADOR
IMBABUSS	CARROCERÍA FLORES	ATUNTAQUI, ECUADOR
OLIMPICA ROSALES JÁCOME CUENCA	CARROCERÍA OLÍMPICA CUENCA	CUENCA, ECUADOR
GENIUS	CARROCERÍA GENIUS	CUENCA, ECUADOR
INMAY	CARROCERÍA INMAY	CUENCA, ECUADOR
GUZMAN	CARROCERÍA METÁLICAS R. GUZMÁN	CUENCA, ECUADOR
VIPESA	CARROCERÍA Y FURGONES VIPESA	CUENCA, ECUADOR
AUSTRAL	CARROCERÍAS AUSTRAL	CUENCA, ECUADOR
RODRIGUEZ	CARROCERÍA RODRIGUEZ	DURAN, ECUADOR
BUSCAR'S	CARROCERÍA BUSCAR'S	GUAYAQUIL, ECUADOR
ICEDCA	CARROCERÍA ICEDCA	GUAYAQUIL, ECUADOR
OLIMPICA	CARROCERIA OLIMPICA	IBARRA. ECUADOR
OLIMPICA LATACUNGA	CARROCERÍA OLIMPICA	LATACUNGA. ECUADOR
SANTA GEMA	CARROCERÍA SANTA GEMA	MANABÍ, ECUADOR
SIDERAL	CARROCERÍA SIDERAL	MONTECRISTI, ECUADOR

PILLAPA	CARROCERÍA PILLAPA	PELILEO, ECUADOR
ECUACAR	CARROCERÍA ECUACAR	PIFO, ECUADOR
VILLALBUS	TALLERES VILLALBA	QUITO, ECUADOR
ORSOL	CARROCERÍA ORSOL	QUITO, ECUADOR
MASTERCAR	CARROCERÍA MASTERCAR	QUITO, ECUADOR
IMEG	CARROCERÍA IMEG	QUITO, ECUADOR
JC LLERENA	CARROCERÍA JC LLERENA	QUITO, ECUADOR
PEDROTTI	CARROCERÍA PEDROTTI	QUITO, ECUADOR
FABICAR	CARROCERÍA FABICAR	QUITO, ECUADOR
IMETAM	IMETAM COMPAÑÍA ANÓNIMA	QUITO, ECUADOR
CAR LUIS	CARROCERÍA CAR LUIS	QUITO, ECUADOR
VÁZQUEZ	CARROCERÍA VÁZQUEZ	QUITO, ECUADOR
AMBATOUR	CARROCERÍA AMBATOUR	QUITO, ECUADOR
OLIMPICA QUITO	CARROCERÍA OLIMPICA QUITO	QUITO, ECUADOR
VELEZ	CARROCERÍA VELEZ	QUITO, ECUADOR
REINOSO	CARROCERIA REINOSO	QUITO, ECUADOR
OLYMPIA	CARROCERÍA OLYMPIA	QUITO, ECUADOR
HERRERA	CARROCERÍA HERRERA	QUITO, ECUADOR
ALVARADO	CARROCERÍA ALVARADO	RIOBAMBA, ECUADOR
MEGABUSS ALVARADO	CARROCERÍA MEGABUSS ALVARADO	RIOBAMBA, ECUADOR
MAYORGA	CARROCERÍA MAYORGA	RIOBAMBA, ECUADOR
ZAMORA	CARROCERÍA ZAMORA	SANGOLQUI, ECUADOR
SILVA	CARROCERÍA SILVA	SANGOLQUI. ECUADOR
MODELO	CARROCERÍA MODELO	STO. DOMINGO, ECUADOR
MONCAYO	CARROCERÍA MONCAYO	STO. DOMINGO, ECUADOR

ANEXO B

Normas relativas a la homologación de vehículos con respecto a la protección de los ocupantes en caso de una colisión frontal. (Emitido por las Naciones Unidas)

E/ECE/324/Rev.1/Add.93/Rev.2-E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.93/Rev.2

20 August 2013

Agreement

Concerning the Adoption of Uniform Technical Prescriptions for Wheeled Vehicles, Equipment and Parts which can be Fitted and/or be Used on Wheeled Vehicles and the Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the Basis of these Prescriptions*

(Revision 2, including the amendments which entered into force on 16 October 1995)

Addendum 93: Regulation No. 94**Revision 2**

Incorporating all valid text up to:

Corrigendum 2 to the 01 series of amendments – Date of entry into force: 14 November 2007

Corrigendum 1 to Revision 1 of the Regulation – Date of entry into force: 24 June 2009

02 series of amendments - Date of entry into force: 23 June 2011

Corrigendum 1 to the 02 series of amendments – Date of entry into force: 23 June 2011

Supplement 1 to the 02 series of amendments – Date of entry into force: 13 April 2012

Erratum 1 to Supplement 1 to the 02 series of amendments

Supplement 4 to the 01 series of amendments – Date of entry into force: 26 July 2012

Corrigendum 1 to Supplement 4 to the 01 series of amendments – Date of entry into force: 26 July 2012

Supplement 2 to the 02 series of amendments – Date of entry into force: 26 July 2012

Supplement 3 to the 02 series of amendments – Date of entry into force: 15 July 2013

Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision



UNITED NATIONS

* Former title of the Agreement: Agreement Concerning the Adoption of Uniform Conditions of Approval and Reciprocal Recognition of Approval for Motor Vehicle Equipment and Parts, done at Geneva on 20 March 1958.

Regulation No. 94**Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision****Contents**

	<i>Page</i>
Regulation	
1. Scope	5
2. Definitions	5
3. Application for approval	8
4. Approval	8
5. Specifications	10
6. Instructions for users of vehicles equipped with airbags	14
7. Modification and extension of approval of the vehicle type	16
8. Conformity of production	17
9. Penalties for non-conformity of production	17
10. Production definitively discontinued	18
11. Transitional provisions	18
12. Names and addresses of Technical Services responsible for conducting approval tests, and of Type Approval Authorities	19
Annexes	
1. Communication	20
2. Arrangements of approval marks	22
3. Test procedure	23
4. Head Performance Criterion (HPC) and 3 ms head acceleration	28
5. Arrangement and installation of dummies and adjustment of restraint systems	31
6. Procedure for determining the "H" point and the actual torso angle for seating positions in motor vehicles	34
Appendix 1 - Description of the three dimensional "H" point machine (3-D H machine) ¹	34
Appendix 2 - Three-dimensional reference system	34
Appendix 3 - Reference data concerning seating positions	34
7. Test procedure with trolley	35
Appendix - Equivalence curve - tolerance band for curve $\Delta V = f(t)$	37
8. Technique of measurement in measurement tests: Instrumentation	38
	3

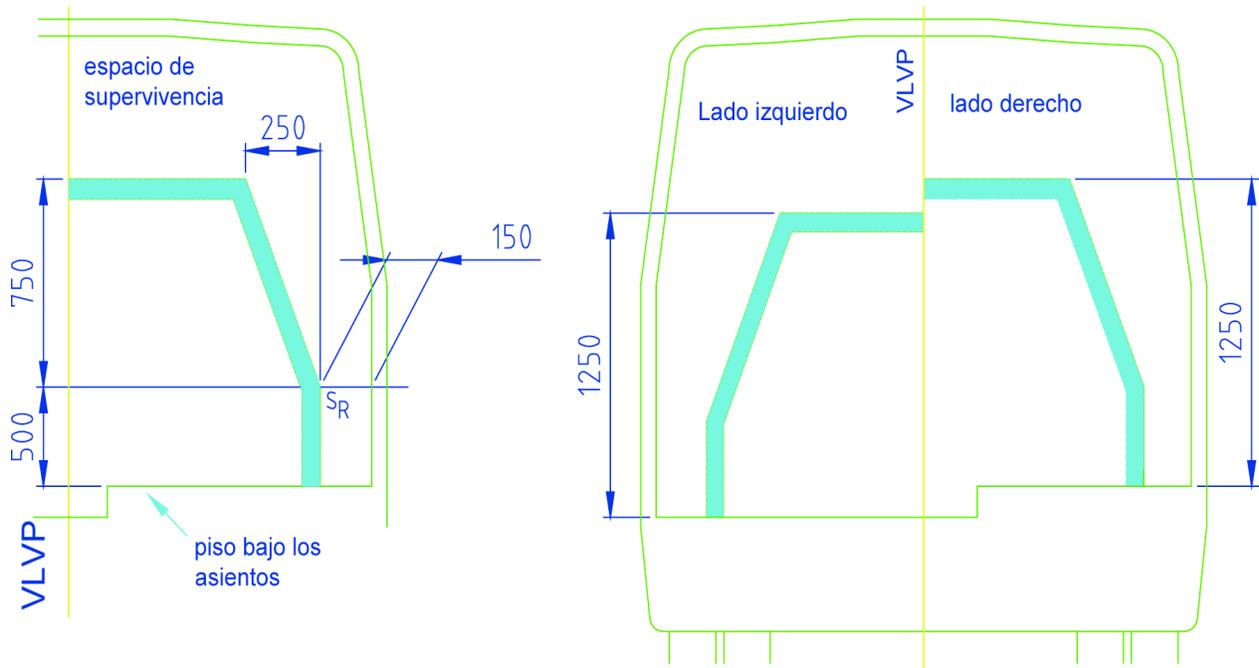
E/ECE/324/Rev.1/Add.93/Rev.2
E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.93/Rev.2

9	Definition of deformable barrier	44
10	Certification procedure for the dummy lower leg and foot.....	53
11	Test Procedures for the protection of the occupants of vehicles operating on electrical power from high voltage and electrolyte spillage	59
	Appendix – Jointed test finger (IPXXB).....	65

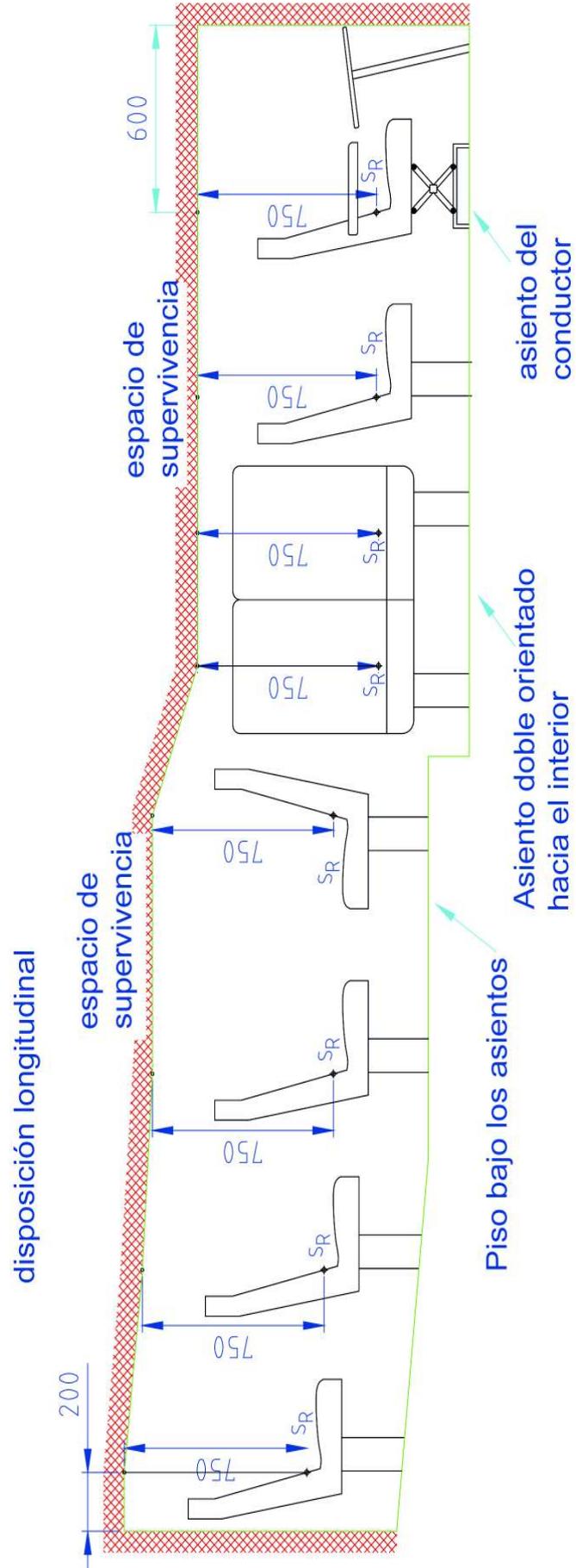
Figura 1. Vista transversal del espacio de supervivencia (nota 2)

Especificación del espacio de supervivencia

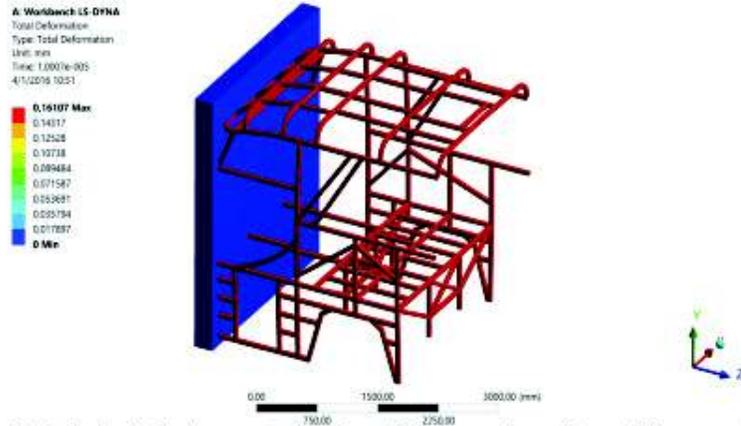
Disposiciones laterales



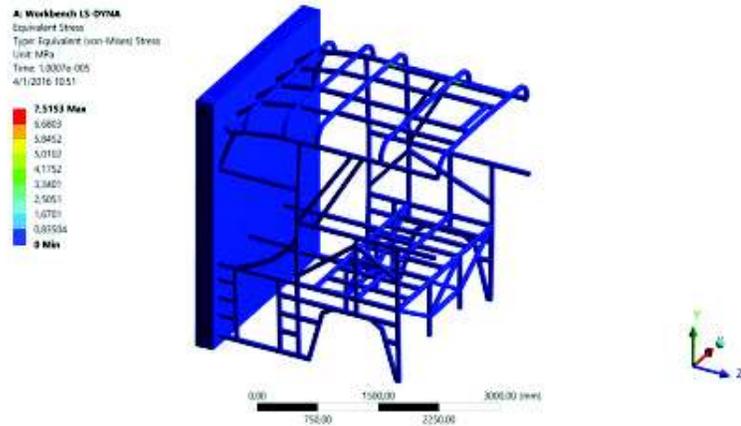
NOTA 2. El objetivo de las figuras 1 y 2 es indicar las dimensiones en milímetros del espacio de supervivencia. Las figuras 1 y 2 no están relacionadas con una forma geométrica o distribución de asientos específica en las carrocerías.

Figura 2. Vista longitudinal del espacio de supervivencia

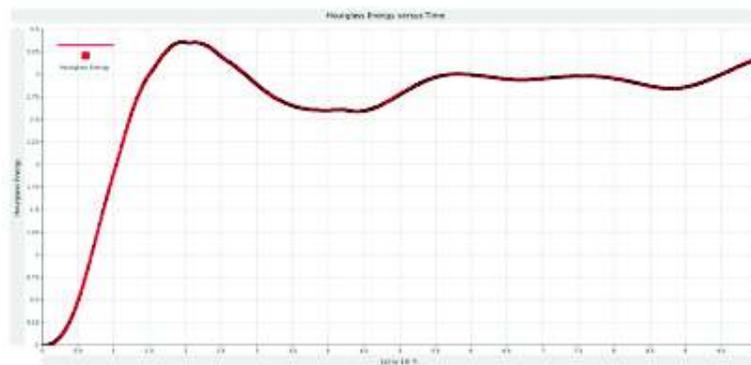
Evidencias de simulaciones efectuadas en base a experimentación en LS-Dyna



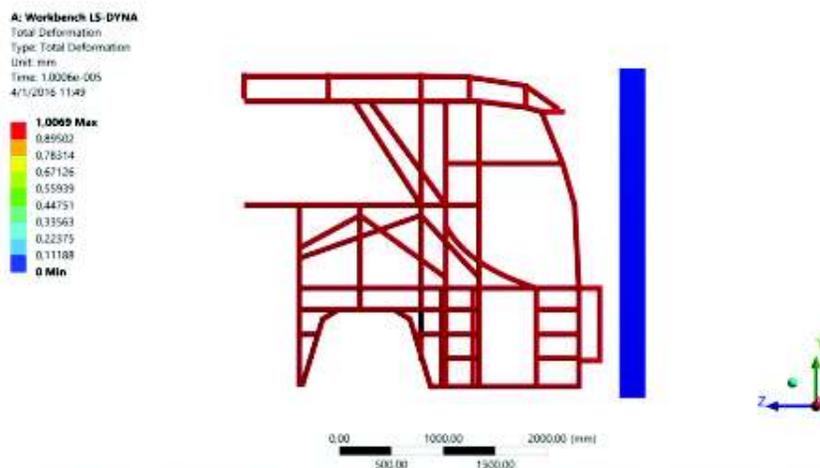
Intento de simulación 1, se muestra la deformación total, en esta ocasión se utilizó una pared para el impacto, el error consistió en que la carrocería sobrepasaba el límite de la pared



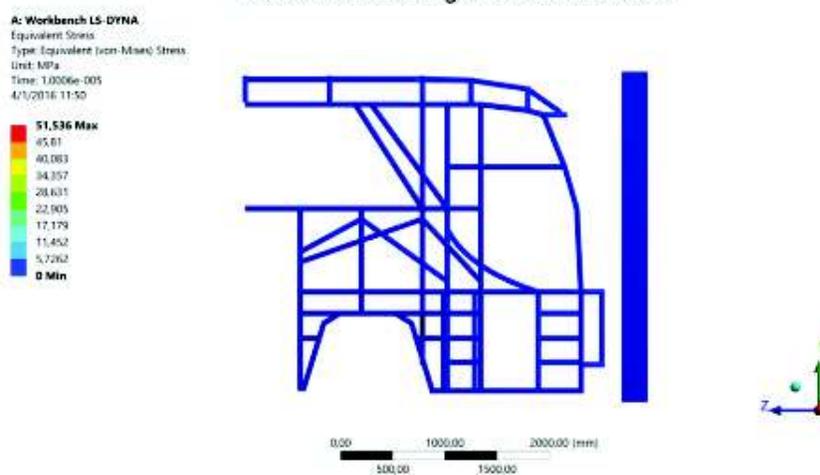
Intento de simulación 1, se muestra el esfuerzo a partir de la configuración anterior



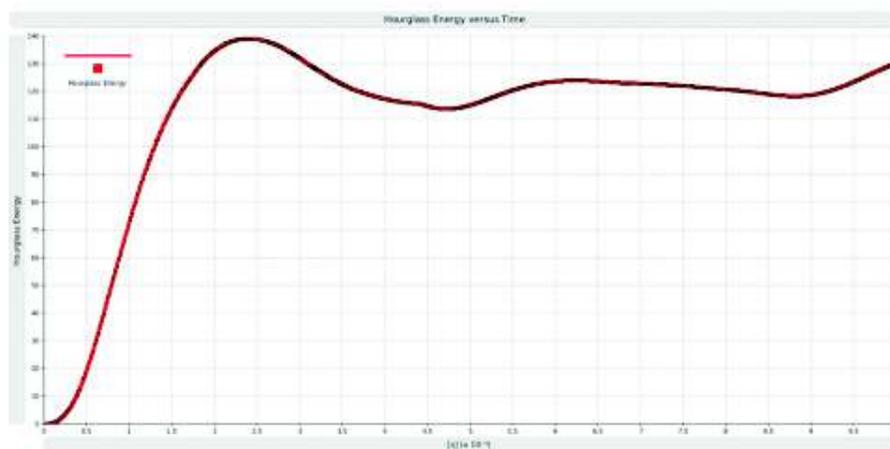
Intento de simulación 1, se muestra la curva de Hourglass obtenida, valores que no permitieron la verificación del análisis



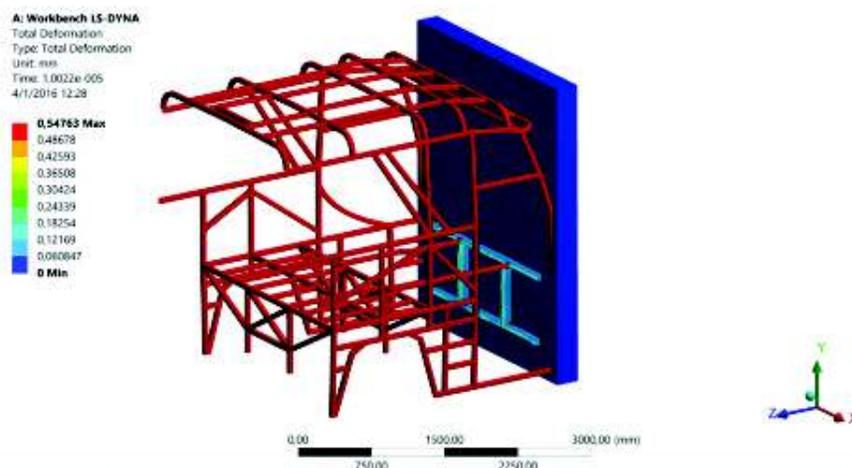
Intento de simulación 2. Se verifica un error, dado que la carrocería no impacta en la pared sin embargo, se generan resultados, debido a un desplazamiento incluido en la configuración del estudio.



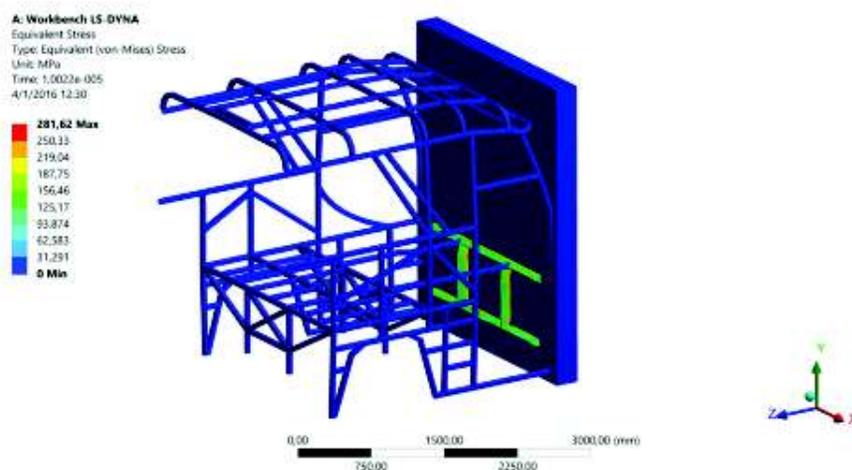
Intento de simulación 2. Se muestra el valor del esfuerzo de Von Mises.



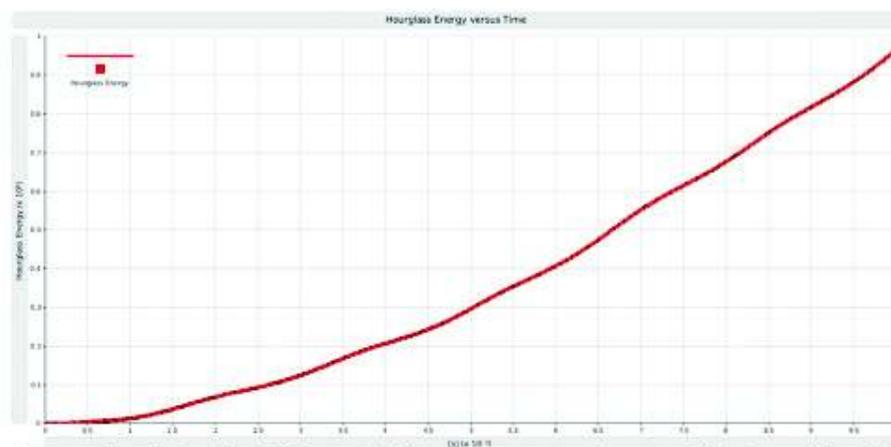
Intento de simulación 2. Curva del Hourglass que no permitió validar el estudio.



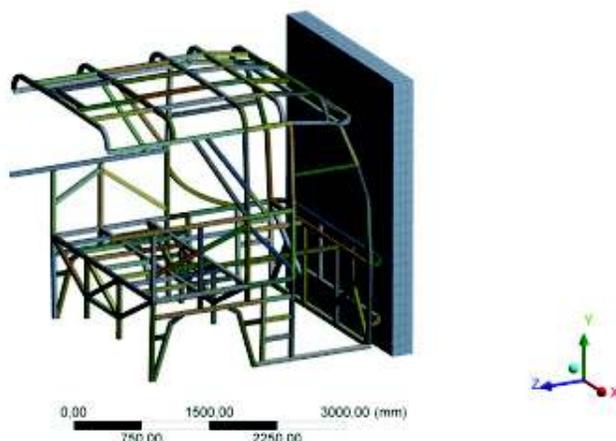
Intento de simulación 3. Se verifica un error, en el impacto de la carrocería, sigue sobrepasando el límite de la pared que ha sido declarada rígida en la configuración.



Intento de simulación 3. Se muestra el valor del esfuerzo de Von Mises.



Intento de simulación 3. Curva del Hourglass que no ha permitido la verificación del estudio, pese a tener condiciones mejores que la obtenida en el intento 2



Intento de simulación 4. Debido a la poca calidad de malla y el tipo de elemento escogido para el análisis en ANSYS Ls-Dyna, ha sido imposible que el SOLVER del programa funcione

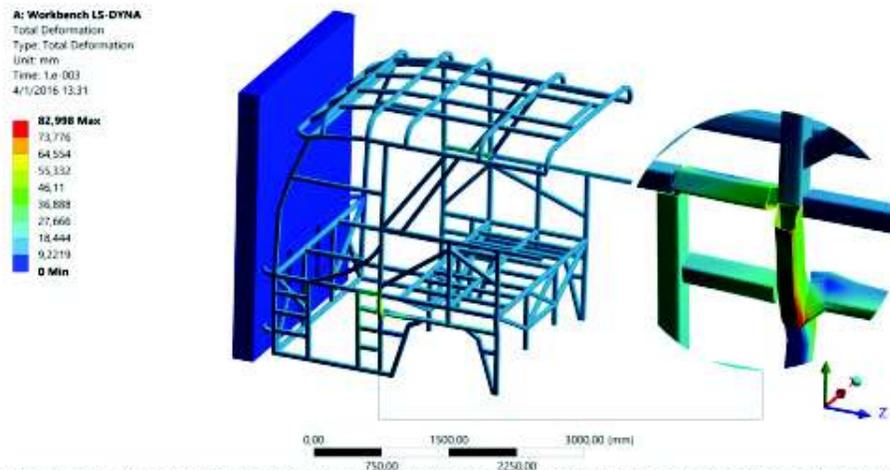
Filter: Name

- Project
 - Model (A4)
 - Geometry
 - Coordinate Systems
 - Connections
 - Mesh
 - Workbench LS-DYNA (A5)
 - Initial Conditions
 - Analysis Settings
 - Fixed Support
 - Solution (A6)
 - Solution Information

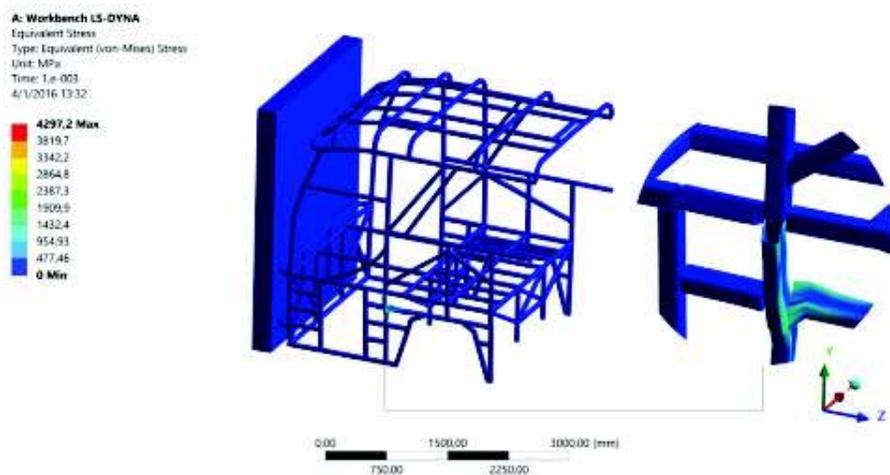
Details of "Analysis Settings"

Step Controls	
End Time	1E-06
Time Step Safety Factor	0,9
Maximum Number Of Cycles	10000000
Automatic Mass Scaling	No
CPU and Memory Management	
Memory Allocation	Program Controlled
Number Of CPUs	1
Processing Type	Program Controlled
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Solver Precision	Program Controlled
Unit System	mm
Initial Velocities	
Initial Velocities are applied immediately	yes
Damping Controls	
Hourglass Controls	
Hourglass Type	Program Controlled
LS-DYNA ID	0
Default Hourglass Coefficient	0,1
ALE Controls	
Continuum Treatment	Use default advection logic
Cycles Between Advection	1
Advection Method	Donor Cell + Half Index Shift
Simple average Weighting factor	-1
Volume Weighting factor	0
Isoparametric Weighting factor	0
Equipotential Weighting factor	0

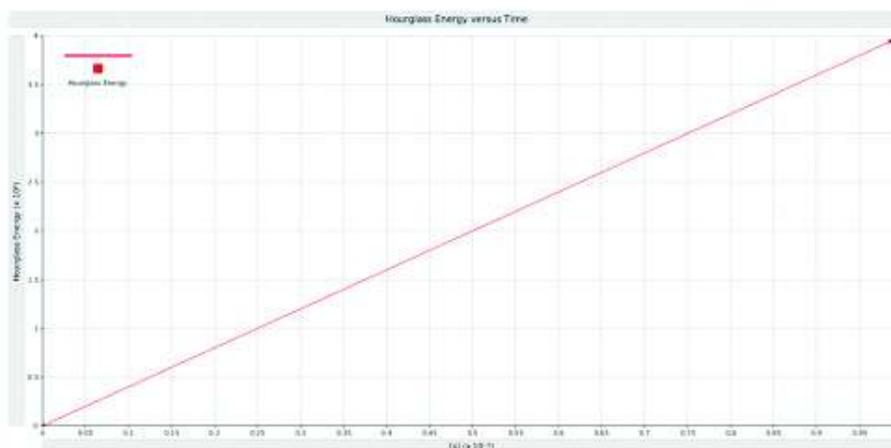
Intento de simulación 4. El tiempo de simulación también es un factor que influyó para que no se obtengan resultados, esto permitió tener criterio para el cálculo del mismo



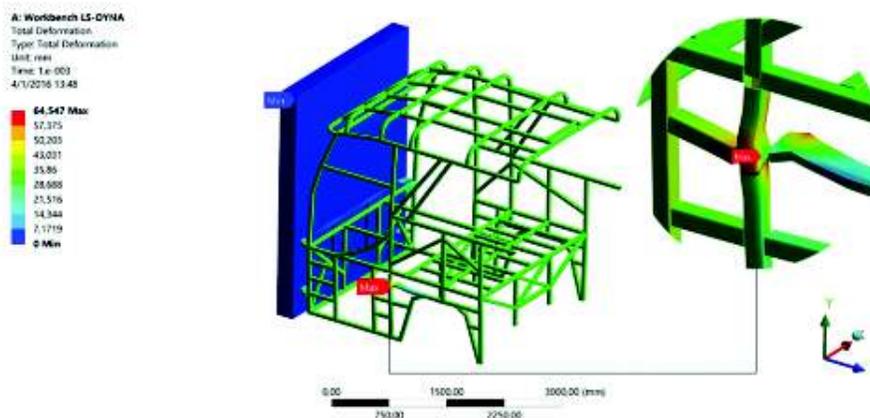
Intento de simulación 5. Se ha configurado el estudio y los resultados muestran falla en una zona ilógica según el tipo de impacto, lo cual se considera erróneo, además se trata de una falla que tiende a abrir la unión entre los perfiles.



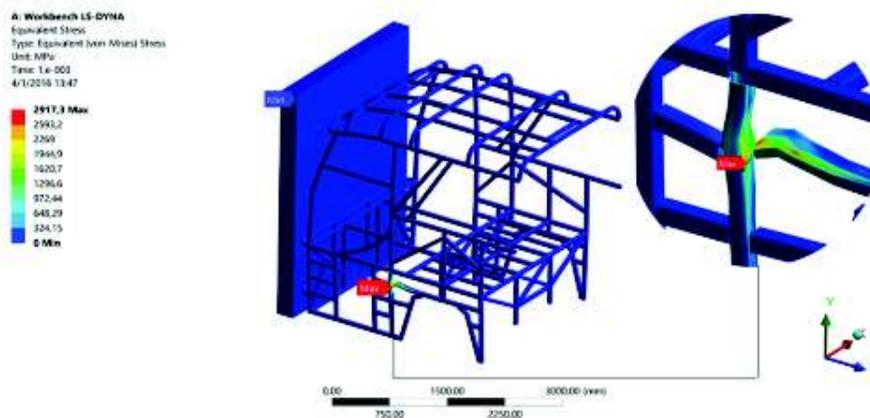
Intento de simulación 5. Se muestra el esfuerzo de Von Mises.



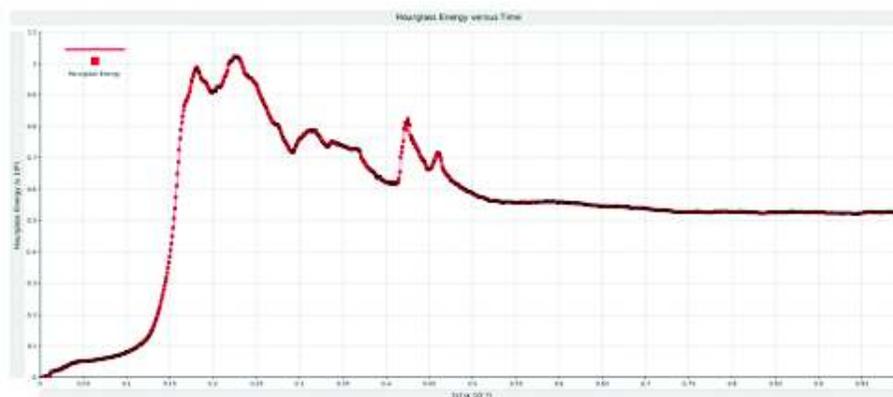
Intento de simulación 5. La curva del Hourglass obtenida es totalmente lineal lo cual no es lógico para un material de comportamiento no lineal.



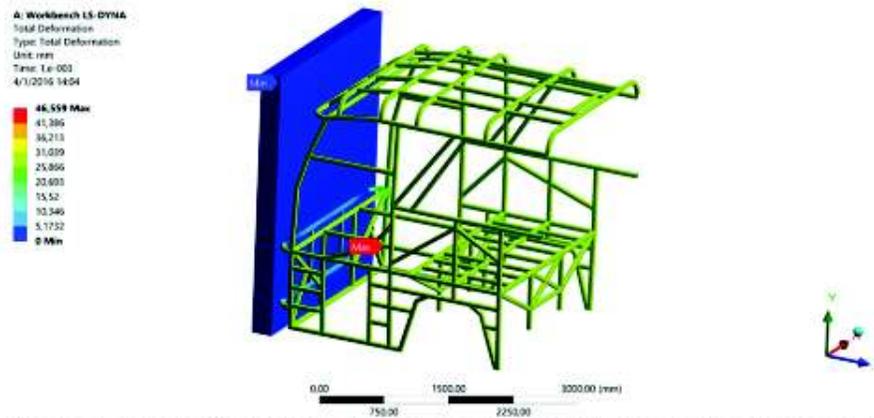
Intento de simulación 6. Pese a que se ha corregido los contactos en la carrocería utilizando una condición bonded, existe discrepancias en los resultados con lo que debería ser por lógica.



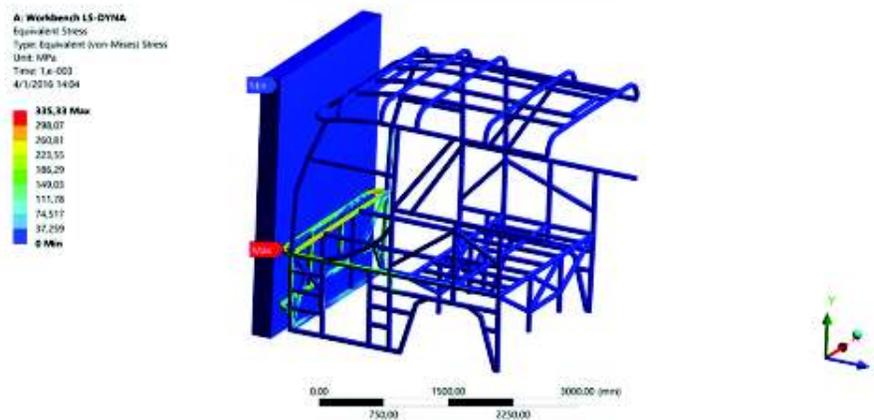
Intento de simulación 6. Se muestra el resultado del esfuerzo de Von Mises



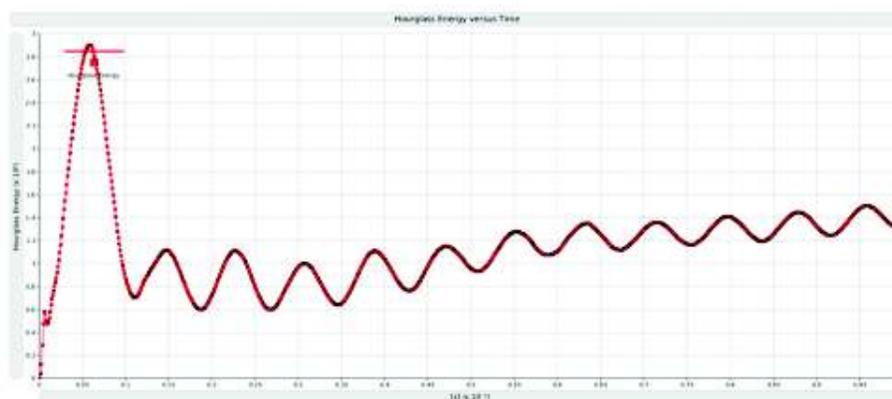
Intento de simulación 6. Se muestra la curva obtenida de Hourglass en la cual se verifica inestabilidad energética en algunos sucesos del tiempo lo cual no permitió verificar la simulación.



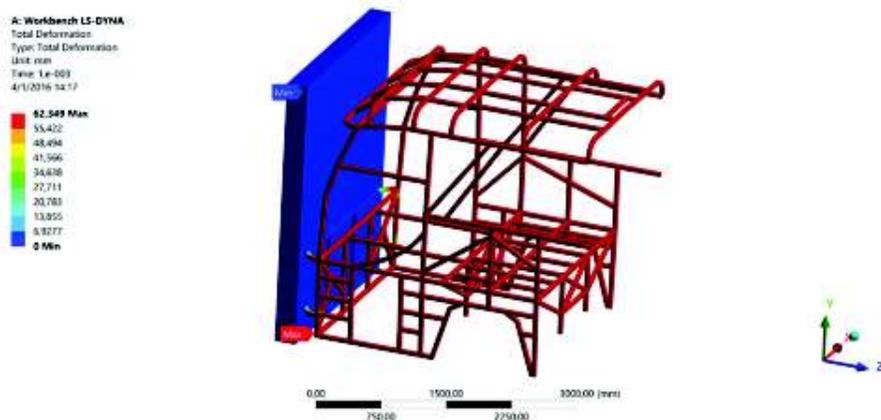
Intento de simulación 7. Se ha logrado resultados mejores que los anteriores, sin embargo el tiempo de simulación configurado es muy pequeño para que se muestren resultados confiables.



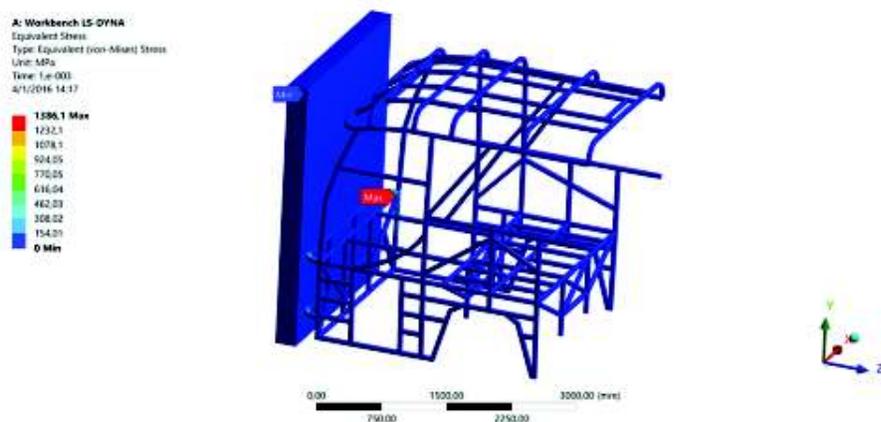
Intento de simulación 7. Se muestran los resultados del esfuerzo de Von Mises



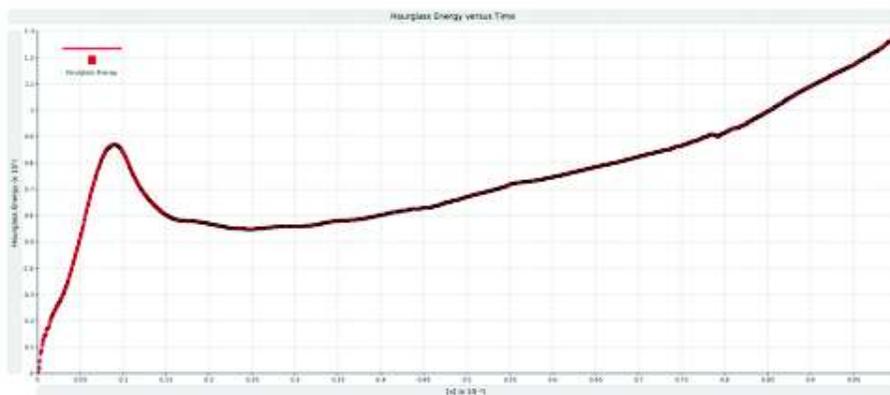
Intento de simulación 7. La curva del Hourglass determina un comportamiento de la carrocería exclusivamente como resorte lo cual ocurre en un determinado tiempo pero no en todo el suceso.



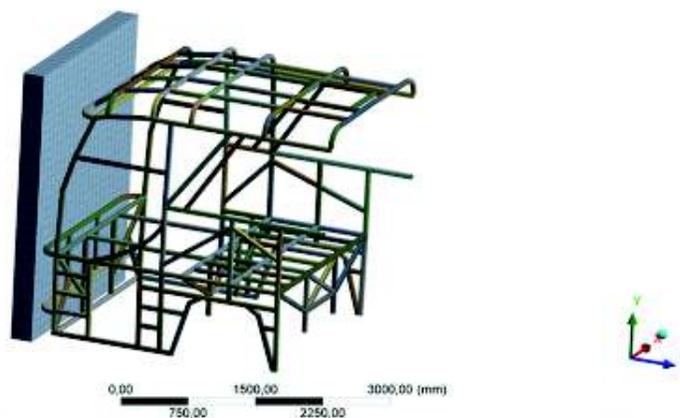
Intento de simulación 8. Se verifican resultados más apegados a los esperados por lógica, sin embargo se mantiene el problema de la configuración del tiempo en función al gasto computacional que genera la simulación.



Intento de simulación 8. Se muestra los resultados del esfuerzo de Von Mises



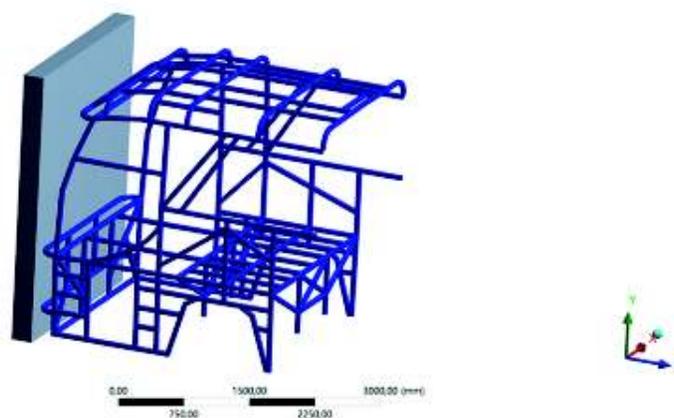
Intento de simulación 8. Se considera la curva del Hourglass más aceptable que los casos anteriores sin embargo no se logra verificación.



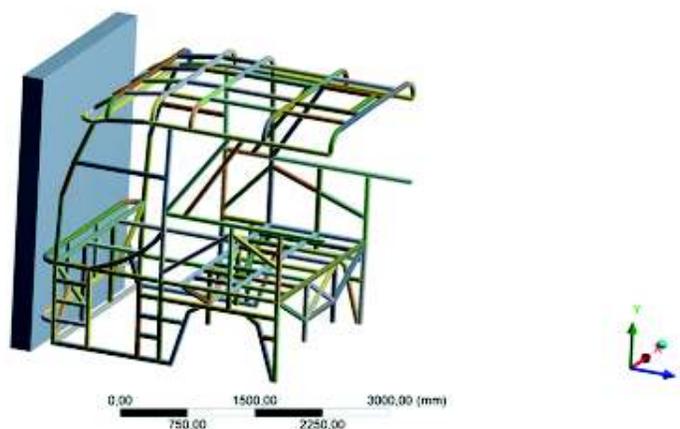
Intento de simulación 9. Se ha procurado mejorar el tiempo de simulación, así como la calidad de la malla, se ha incluido un control del Hourglass Flanagan - Belytschko Stiffness sin embargo no se logra resultados.

A: Workbench LS-DYNA
Hourglass Control
Time: 1.4e-003 s
4/1/2016 14:30

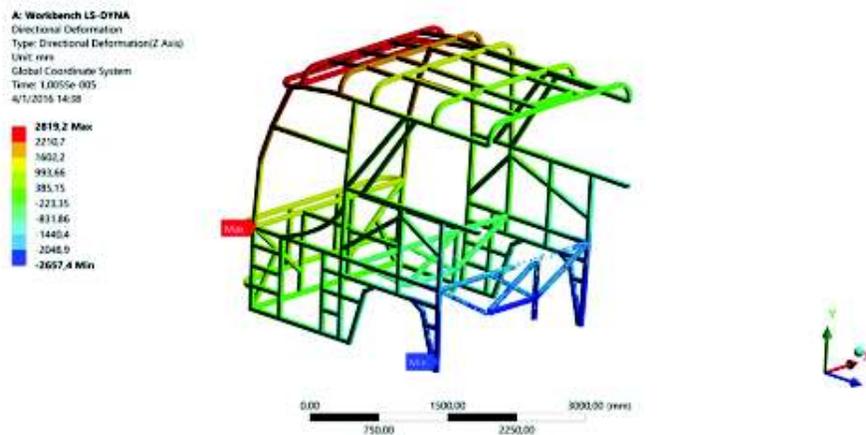
Hourglass Control



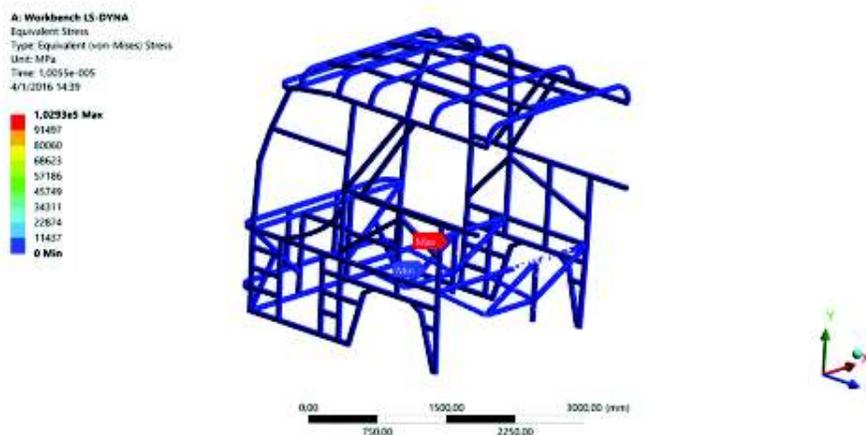
Intento de simulación 9. No se logran resultados.



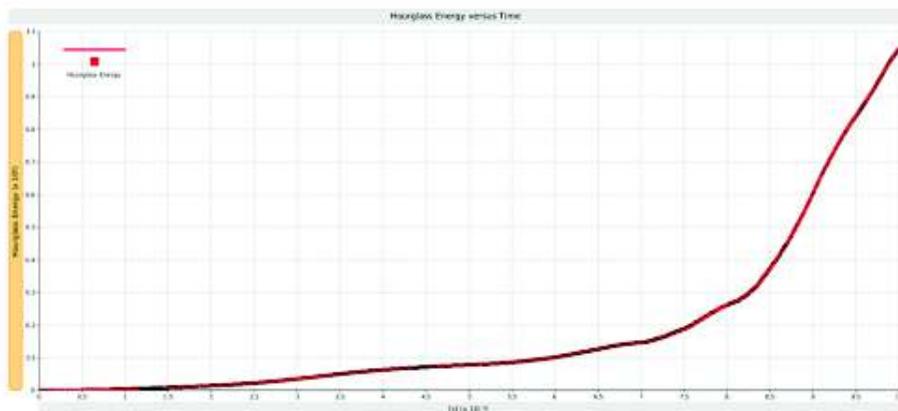
Intento de simulación 9. El Solver del programa marca error, no se consiguen resultados.



Intento de simulación 10. Se decide utilizar en lugar de una pared virtual (dibujada) la opción "Rigid Wall" que ofrece el programa, de tal manera se han mejorado los resultados pero con errores en la parte trasera de la cabina.

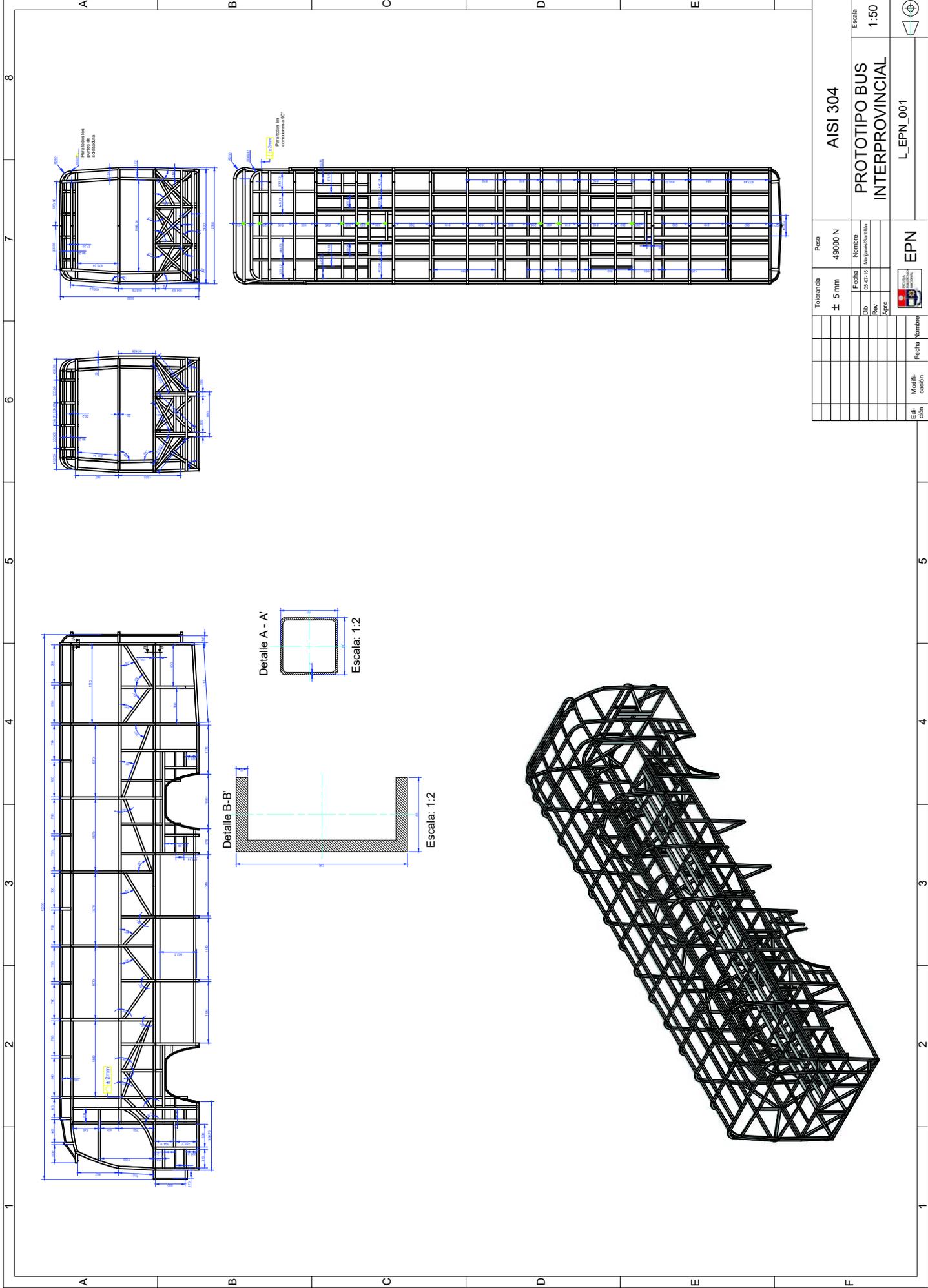


Intento de simulación 10. Se muestra el esfuerzo de Von Mises.



Intento de simulación 10. Se muestra la curva de Hourglass que aún no permite obtener la validación del resultado.

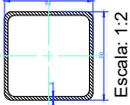
Se indica que el total de simulaciones efectuadas son once, cada una de ellas con una duración aproximada de 72 horas de procesamiento de datos. La muestra número once es la que permitió extraer resultados que fueron validados mediante la energía del Hourglass y son lo que se muestran en el capítulo III.



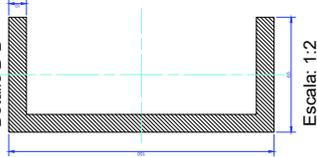
Indicaciones para el punto de soldadura

Indicaciones para el punto de soldadura

Detalle A - A'



Detalle B-B'



Tolerancia		Peso	
± 5 mm		49000 N	
Fecha	Nombre	AISI 304	
Dib	Mostrado/Señalado	PROTOTIPO BUS INTERPROVINCIAL	
Rev		L_EPN_001	
Apr		EPN	
Fecha	Nombre		
Modificación			



Escala 1:50

