



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“DISEÑO Y ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN DE UN BASTIDOR PARA CHASÍS DE BUS CON FINES DE PRODUCCIÓN NACIONAL”

**ALBUJA JÁCOME JAVIER EDMUNDO
RAMOS CÓRDOVA LUIS HAMILTHON**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2016

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2014-07-30

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**ALBUJA JÁCOME JAVIER EDMUNDO
RAMOS CÓRDOVA LUIS HAMILTHON**

Titulada:

**“DISEÑO Y ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN DE UN
BASTIDOR PARA CHASÍS DE BUS CON FINES DE PRODUCCIÓN
NACIONAL”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Miguel Aquino Arroba
DIRECTOR

Ing. Edwin Pozo Safla
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALBUJA JÁCOME JAVIER EDMUNDO

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“DISEÑO Y ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN DE UN BASTIDOR PARA BUS CON FINES DE PRODUCCIÓN NACIONAL”**

Fecha de Examinación: 2015-12-18

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Celin Padilla Padilla PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Miguel Aquino Arroba DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Edwin Pozo Safla ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Celin Padilla Padilla
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: RAMOS CÓRDOVA LUIS HAMILTHON

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“DISEÑO Y ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN DE UN BASTIDOR PARA BUS CON FINES DE PRODUCCIÓN NACIONAL”**

Fecha de Examinación: 2015-12-18

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Celin Padilla Padilla PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Miguel Aquino Arroba DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Edwin Pozo Safla ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Celin Padilla Padilla
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Javier Edmundo Albuja Jácome

Luis Hamilthon Ramos Córdova

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Javier Edmundo Albuja Jácome y Luis Hamilthon Ramos Córdova, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Javier Edmundo Albuja Jácome
Cedula de Identidad: 060401773-1

Luis Hamilthon Ramos Córdova
Cedula de Identidad: 060441498-7

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico con mucho amor y gratitud a nuestra Madre Dolorosa y a nuestro Dios quienes me dieron fuerza y constancia para culminar este trabajo, a mi familia especialmente, a mis padres Rafael Santiago y Myriam Patricia que fueron un pilar fundamental para salir adelante y así culminar una de mis metas, a mis hermanos Rafael Eduardo y Juan Carlos que con su entusiasmo me dieron ánimos para culminar esta etapa de mi vida, a mi sobrina Rafaela Katherine que con sus ocurrencias me alegraba la vida en esos momentos difíciles, gracias también a mis tíos(as), primos(as) que creyeron en mí para salir adelante, a mis abuelitos(as) y a mi tío padrino Ángel Edmundo que desde el cielo me cuidan y guían para seguir adelante. Muchas gracias desde el fondo de mi corazón.

Javier Edmundo Albuja Jácome

El presente trabajo de titulación se lo dedico a mis padres Luis Ramos y Fabiola Córdova quienes me han apoyado incondicionalmente, animándome día tras día a seguir adelante para culminar esta etapa de mi vida y como recompensa al sacrificio realizado por ellos, he logrado cumplir con mi objetivo de ser Ingeniero Automotriz. También se la dedico a mi hermano Jairo Ramos quien ha estado siempre a mi lado apoyándome de una u otra forma.

Luis Hamilthon Ramos Córdova

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a nuestro Dios y a nuestra Madre Dolorosa por darme día a día una nueva oportunidad de crecer como ser humano y así alcanzar nuevos logros y éxitos en mi vida. Agradezco a mis Padres, Hermanos y a toda mi Familia que sin su apoyo no hubiera logrado culminar ésta etapa de mi vida.

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz que por medio de su docentes me brindaron la oportunidad de crecer como persona y así obtener una profesión y con esto ser una persona útil a la sociedad.

Y en especial para todos mis amigos, compañeros y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de mi vida.

Javier Edmundo Albuja Jácome

En primer lugar quiero agradecer a Dios por iluminarme y bendecirme, también agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de formarnos en el aspecto académico y como personas con valores y ética.

Un agradecimiento especial a mi familia, amigos, compañeros e ingenieros que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito esta etapa de mi vida.

Luis Hamilthon Ramos Córdova

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	1
1.2.1	<i>Justificación técnica.</i>	1
1.2.2	<i>Justificación económica.</i>	2
1.2.3	<i>Justificación social.</i>	2
1.3	Objetivos	3
1.3.1	<i>Objetivo general.</i>	3
1.3.2	<i>Objetivos específicos.</i>	3
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Definición de chasis	4
2.2	Definición de bastidor	4
2.2.1	<i>Historia del bastidor.</i>	5
2.2.2	<i>Funciones del bastidor.</i>	6
2.2.3	<i>Tipos de bastidor</i>	6
2.2.3.1	<i>Bastidores tipo escalera.</i>	7
2.2.3.2	<i>Bastidores cruciformes.</i>	8
2.2.3.3	<i>Bastidores espaciales.</i>	9
2.2.3.4	<i>Estructuras integrales.</i>	10
2.2.4	<i>Diagrama de procesos de manufactura del chasis</i>	10
2.2.5	<i>Materiales empleados en la construcción de bastidores.</i>	11
2.2.5.1	<i>Aceros estructurales.</i>	11
2.2.6	<i>Perfiles utilizados en la construcción de bastidores tipo escalera.</i>	13
2.2.6.1	<i>Perfil en U.</i>	13
2.2.6.2	<i>Perfil cajado.</i>	14
2.2.6.3	<i>Perfil en doble T.</i>	15
2.2.7	<i>Cargas de diseño.</i>	15
2.2.8	<i>Cargas aplicadas en el bastidor</i>	16
2.2.8.1	<i>Carga muerta.</i>	16
2.2.8.2	<i>Carga viva.</i>	16
2.2.9	<i>Casos de carga.</i>	16
2.2.9.1	<i>Caso de flexión.</i>	16
2.2.9.2	<i>Caso de torsión.</i>	17
2.2.10	<i>Métodos computacionales.</i>	18
2.2.10.1	<i>Proceso para el análisis por MEF</i>	20
2.2.11	<i>Métodos de análisis.</i>	22
2.2.11.1	<i>El método implícito.</i>	23
2.2.11.2	<i>El método explícito.</i>	23
2.2.12	<i>Criterios de Convergencia.</i>	24
2.2.13	<i>Software de diseño y análisis por elementos finitos.</i>	25
3.	ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS PRODUCIDOS EN EL BASTIDOR	
3.1	Determinación de los materiales del bastidor	26
3.2	Elementos constitutivos de un bastidor tipo escalera.....	28

3.3	Análisis de las cargas soportadas por el bastidor	28
3.3.1	<i>Análisis del caso de flexión</i>	29
3.3.2	<i>Análisis del caso de torsión</i>	30
3.3.3	<i>Flexión y torsión combinadas</i>	31
3.3.4	<i>Carga lateral</i>	32
3.3.5	<i>Carga longitudinal</i>	34
3.3.6	<i>Carga asimétrica</i>	36
3.3.7	<i>El esfuerzo admisible</i>	36
3.4	Rigidez a la flexión	37
3.5	La rigidez torsional	38
3.6	El análisis estructural por el método de simples superficies estructurales.....	39
3.6.1	<i>Definición de una superficie estructural simple (SES)</i>	40
4.	DISEÑO DEL BASTIDOR	
4.1	Dimensionamiento del bastidor.....	42
4.2	Análisis de Cargas.....	44
4.2.1	<i>Cargas Vivas y muertas en una carrocería de autobús</i>	45
4.2.2	<i>Cargas en el bastidor según su punto de acción</i>	47
4.2.3	<i>Cargas distribuidas</i>	47
4.2.4	<i>Cargas puntuales</i>	48
4.3	Materiales de construcción.....	48
4.4	Uniones del bastidor.....	50
4.4.1	<i>Clases de pernos</i>	50
4.5	Cálculos del bastidor y uniones empernadas	51
4.5.1	<i>Cálculo de la masa útil del chasis</i>	51
4.5.2	<i>Distribución de pesos</i>	52
4.5.3	<i>Cálculo de la unión empernada</i>	53
4.5.3.1	<i>Cálculo unión empernada manos eje delantero</i>	55
4.5.3.2	<i>Cálculo unión empernada manos eje posterior</i>	57
4.6	Modelado del bastidor.....	59
4.7	Análisis de la resistencia del bastidor	61
4.7.1	<i>Análisis estático</i>	61
4.8	Elementos acoplados al bastidor	74
4.8.1	<i>Suspensión</i>	74
4.8.1.1	<i>Suspensión mecánica</i>	74
4.8.1.2	<i>Suspensión neumática</i>	75
4.8.2	<i>Motor</i>	76
4.8.3	<i>Sistema de Frenos</i>	76
4.8.4	<i>Transmisión</i>	77
5.	ESTUDIO DE FACTIBILIDAD	
5.1	Estudio de mercado	77
5.1.1	<i>Análisis de comercialización de chasis para bus en el país</i>	78
5.1.2	<i>Disponibilidad de material fabricado en el país</i>	79
5.2	Análisis Técnico.....	80
5.2.1	<i>Construcción de largueros</i>	80
5.2.2	<i>Construcción de travesaños</i>	80
5.2.3	<i>Ensamblado de chasis para autobús en el país</i>	80
5.3	Análisis de Costos	83
5.3.1	<i>Costo de la materia prima para fabricar el bastidor</i>	83
5.3.2	<i>Costo de los elementos acoplados al bastidor</i>	84

5.3.3	<i>Costo de la mano de obra</i>	85
5.3.4	Costo total.....	85

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1	Conclusiones	86
6.2	Recomendaciones.....	86

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Tipos de malla..... 21
2	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36..... 26
3	Propiedades mecánicas del acero SAPH440..... 26
4	Propiedades mecánicas del acero FeE420 26
5	Propiedades mecánicas del bastidor de HINO..... 27
6	Propiedades mecánicas recomendadas para los aceros estructurales..... 27
7	Dimensiones del Chasis HINO AK8JRSA 42
8	Dimensiones del Chasis Mercedes Benz 1721 43
9	Dimensiones del Chasis Volkswagen 17.210 43
10	Cargas vivas de diseño..... 45
11	Carga de pasajeros y tripulantes..... 45
12	Carrocería de bus interprovincial 46
13	Masa de elementos acoplados al bastidor 46
14	Cargas Puntuales y Distribuidas que actúan sobre el bastidor..... 48
15	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36..... 49
16	Propiedades mecánicas de los pernos 50
17	Especificaciones técnicas del chasis 51
18	Especificaciones del chasis 61
19	Especificaciones del bastidor 62
20	Cargas Puntuales 62
21	Carga pasajeros bus urbano..... 63
22	Carga de bodegas 63
23	Carga pasajeros bus interprovincial 63
24	Carga de la carrocería bus interprovincial 64
25	Carga distribuida para Ansys 66
26	Chasis homologados para transporte de pasajeros 78
27	Vehículos importados para el transporte de pasajeros 78
28	Venta de autobuses en el 2014..... 79
29	Producción anual de carrocerías 79
30	Perfiles en U..... 79
31	Costo de materia prima 83
32	Costos de los elementos del chasis 84
33	Costos totales 85

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Chasís Hino AK8JRSA..... 4
2	Partes del bastidor 5
3	Bastidor tipo escalera..... 7
4	Fijación de las secciones acanaladas 8
5	Bastidor cruciforme-miembros sujetos a flexión..... 8
6	Armadura cruciforme para refuerzo anti torsión 9
7	Bastidor espacial 9
8	Estructura integral..... 10
9	Diagrama de proceso de manufactura..... 11
10	Curva esfuerzo - deformación..... 12
11	Perfil en U 14
12	Perfil cuadrado 14
13	Perfil en doble T 15
14	Caso de flexión 17
15	Caso de torsión..... 17
16	Carga lateral en un vehículo 17
17	Carrocería modelada en software 18
18	Carrocería en software M.E.F 19
19	Modelo del elemento finito de la estructura 19
20	Modelo del elemento finito del marco lateral (Hansen 1996) 20
21	Proceso para el análisis por M.E.F 20
22	Proceso de mallado 21
23	Criterios de convergencia 24
24	Largueros y travesaños 28
25	Cargas puntuales en un vehículo 29
26	Diagrama de momento flector 30
27	Diagrama de fuerza cortante 30
28	Esfuerzos de torsión sobre el vehículo 31
29	Esfuerzos de torsión y flexión combinados 31
30	Carga lateral..... 32
31	Transferencia de carga debida a la aceleración, (a) tracción delantera; (b) tracción posterior; (c) frenado (desaceleración) 35
32	Carga Asimétrica 36
33	Flexión alrededor del eje Y 37
34	Fuerzas y momentos que actúan sobre el plano..... 40
35	Simplex superficies estructurales 40
36	Larguero..... 43
37	Eje posterior..... 44
38	Distribución de travesaños..... 44

39	Carga distribuida.....	47
40	Diagrama de Fuerza cortante	47
41	Momento flector	48
42	Perfil en U larguero.....	49
43	Perfil en U travesaño.....	49
44	Perno	53
45	Distribución de taladros	56
46	Travesaños	59
47	Larguero.....	60
48	Bastidor ensamblado.....	60
49	Distribución de cargas puntuales	62
50	Cargas puntuales sobre el bastidor en Ansys.....	64
51	Cargas aplicadas para torsión	65
52	Carga distribuida.....	66
53	Factor de seguridad	68
54	Deformación máxima	68
55	La deformación direccional en el eje Y	69
56	Zonas críticas	69
57	Mallado en Ansys	70
58	Deformación total	70
59	Factor de seguridad.....	71
60	Calidad de malla	71
61	Ciclo de Vida	72
62	Diagrama de fatiga de Goodman	72
63	Carga viva bodega posterior	73
64	Deformación máxima debido a carga en bodega posterior.....	73
65	Factor de seguridad	73
66	Equivalente de Von Misses.....	74
67	Suspensión mecánica	75
68	Suspensión neumática.....	75
69	Motor diésel	76
70	Esquema frenos neumáticos.....	76
71	Esquema de transmisión para motor delantero y tracción posterior.....	77
72	Primera Etapa.....	80
73	Segunda Etapa.....	81
74	Tercera Etapa	81
75	Cuarta Etapa.....	82
76	Quinta Etapa	82

SIMBOLOGÍA

E	Módulo de Elasticidad
$F_{b,Rd}$	Resistencia de aplastamiento para uniones empernadas
$F_{v,Ed}$	Esfuerzo cortante en uniones empernadas
$F_{v,Rd}$	Resistencia a cortante para uniones empernadas
A_s	Área resistente a tracción del perno
F_{ub}	Tensión última tracción del perno
γ_{Mb}	Coefficiente parcial de seguridad para uniones

LISTA DE ABREVIACIONES

AEADE	Asociación de empresas automotrices del Ecuador
ASTM	American Society of the International Association for Testing and Materials
CAD	Computer Aided design
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
MEF	Método de Elementos Finitos
FEM	Finite Element Method
FEA	Finite Element Analysis

LISTA DE ANEXOS

- A** Normas INEN
- B** Norma EN

RESUMEN

En el presente trabajo se ha realizado el diseño de un bastidor tipo escalera para chasis de autobús, para conocer la factibilidad de producción a nivel nacional, para lo cual se realizó el diseño y modelado en SolidWorks, tomando en cuenta el ancho y largo máximo de la carrocería, en base a las normas técnicas INEN 1323, 2205 y 1668. Posteriormente se analiza las cargas soportadas por el bastidor, debidas al peso de los componentes normalizados del chasis y las cargas de la carrocería, pasajeros y bodegas, para un peso bruto vehicular máximo de 17 000 kg.

Además se realizó un estudio de oferta y demanda de chasises para autobús recolectando datos de ventas de la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador y la producción de carrocerías en el año 2014. Se cotizó el precio de la materia prima disponible en el país y de los elementos acoplados al chasis para obtener el coste final.

Los resultados obtenidos en Ansys nos dan un coeficiente de seguridad de 1,7 para autobús urbano y de 1,5 para autobús interprovincial. El equivalente de Von Mises es de 165 MPa y la deformación máxima de 8,36 mm para el caso más extremo de carga. Estos datos obtenidos se dan a partir de un modelo con perfiles en U de acero ASTM A36 de 235 MPa de límite de fluencia.

El estudio de factibilidad determinó que el coste del bastidor más los elementos normalizados es similar al costo de los chasises disponibles en el mercado.

ABSTRACT

This research has been based on the design of a ladder frame for bus chassis in order to know the feasibility for its national production, it was necessary to use SolidWorks for its design and modeling taking into account the maximum width and length of the bodywork based on 1323, 2205 and 1668 INEN norms. Then it was necessary to analyze the loads supported by the body frame due to the chassis standardized components weight and the framework, passengers and trunks loads resulting in a gross vehicle weight of 17 000 kg.

In addition a chassis supply and demand study for bus chassis collecting the sales data of Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador and the body work production during 2014 was carried out. The available raw material in the country was rated as well as the elements coupled to the frame to get the final price.

The results obtained through Ansys reflect a safety factor of 1,7 for urban buses and 1,5 for inter-provincial buses. The Von Misses equivalent is 165 MPa and the maximum deformation is 8,36 mm for the most extreme load. These data are obtained from a model designed with ASTM A36 U iron profile with 235 MPa (influence).

The feasibility study determined that the chassis frame and the standardized elements are similar in price to the chassis available in the market.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Los avances tecnológicos hoy en día, son cada vez mayores y nos dan herramientas de software que nos ayudan a diseñar los diferentes elementos del vehículo, utilizando los materiales más adecuados que estén de acuerdo a las necesidades actuales y resistan las condiciones climáticas y de trabajo más extremas.

Uno de los mayores desafíos en la industria de fabricación de chasis para diferentes vehículos, es resolver la demanda creciente, mejorar su performance, bajar de peso, incrementar la vida útil de sus componentes, mejorar los procesos de fabricación, diseño y prestación, incorporando nuevos materiales, utilizando herramientas computacionales que permitan acelerar los procesos y lograr diseños más resistentes, de menor peso, optimizados de tal manera que los costos de las unidades sean razonables para el cliente y para el fabricante, en un período corto de tiempo.

Gran parte de los vehículos tienen el bastidor separado de la carrocería, especialmente camionetas y vehículos pesados que son utilizados para trabajos de carga que demandan grandes prestaciones.

Un enemigo potencial del bastidor es el tiempo de vida útil que disminuye las propiedades mecánicas del material por lo que tienden a romperse por la fatiga debida al transcurso del trabajo y a la superación del límite de fluencia del material.

1.2 Justificación

1.2.1 Justificación técnica. El diseño del chasis en la automoción ha tenido desarrollos considerables en los últimos años. Los fabricantes de automóviles continúan desarrollando nuevos e innovadores diseños para lograr la rigidez en la torsión y la flexión para lograr una óptima geometría de la suspensión, la seguridad y el confort de los ocupantes.

Patentes recientes en el diseño del chasis del automóvil se refieren principalmente al refuerzo de estructuras de apoyo, estructuras de materiales compuestos, techos retráctiles y los guardachoque delanteros.

En el vehículo una de las partes más importantes es el bastidor ya que es el elemento estructural donde van a ir montados todos los sistemas que conforman un vehículo cómo son el motor, sistema de transmisión, sistema de suspensión, la carrocería y demás componentes presentes en un vehículo automotor.

En la actualidad en el país se está ensamblando chasis para bus de la marca Hino, el mismo que en la actualidad es el más apetecido en el mercado nacional en el segmento de buses y camiones, por lo que se ve necesario realizar un diseño de un chasis de este tipo, para que en un futuro pueda construirse en el Ecuador un chasis de las mismas características y que cumplan con los requisitos técnicos.

1.2.2 *Justificación económica.* La propuesta es dar a conocer un diseño de un bastidor para chasis de bus, y la factibilidad de la construcción del mismo en el país, para abaratar costos e incrementar fuentes de trabajo.

En la actualidad no se realizan estudios de diseño del bastidor para autobuses en el Ecuador, siendo este un país que importa los elementos mecánicos ya diseñados y contruidos para su posterior ensamblaje.

Según la AEADE en nuestro país dentro del segmento de buses, el chasis más vendido es el de la marca Hino, teniendo la mayor participación en el mercado, llegando en el 2013 a 800 unidades vendidas del Hino AK8JRSA. Al menos tres unidades diarias salen de la planta ensambladora que Teojama Comercial tiene en el sector de Calderón, en esta planta se ensambla lo que es el chasis para bus Hino AK8JRSA.

Por esta razón la industria carrocera Ecuatoriana ha crecido también en proporción a la demanda de buses, por lo que hoy en día es un pilar fundamental en la economía nacional.

1.2.3 *Justificación social.* Con la realización de este proyecto, se busca aplicar e innovar en el campo automotriz, los diferentes conocimientos adquiridos durante la

carrera de Ingeniería Automotriz, presentando a la sociedad que se puede realizar un cambio en la matriz productiva del país, y ya no ser sólo importadores sino fabricantes y en un futuro ser también exportadores.

En nuestro país la industria automotriz ha tenido un gran crecimiento, y sobre todo en el segmento de buses, ya que la mayoría de unidades se están renovando.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar y realizar un estudio de factibilidad de construcción de un bastidor para chasis de bus con fines de producción nacional.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Determinar los materiales de construcción del bastidor.
- Analizar los esfuerzos a los que está sometido el bastidor.
- Diseñar el bastidor mediante software especializado.
- Verificar el diseño mediante software de Elementos Finitos.
- Realizar un estudio de factibilidad del proyecto de construcción del bastidor para chasis de bus.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Definición de chasis

El chasis es el conjunto compuesto por un bastidor más todos los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos, excepto la carrocería, que cumpla con las normas y reglamentos para que pueda circular en vías terrestres.

Figura 1. Chasis Hino AK8JRSA



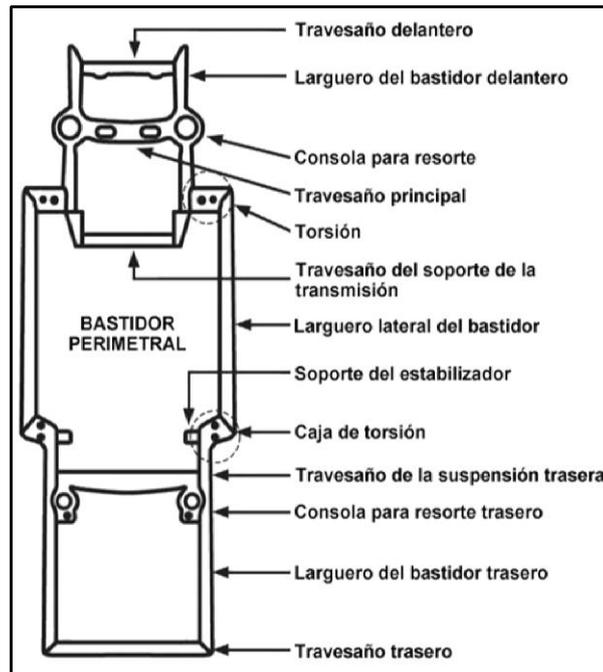
Fuente: <https://andystvn.wordpress.com/>

2.2 Definición de bastidor

Llamamos bastidor a una estructura rígida en la que se fijan de una forma u otra los distintos elementos y grupos mecánicos que componen el automóvil: motor, grupos de transmisión, carrocería, etc.

El bastidor de un vehículo además de soportar el peso de todos los elementos debe soportar las sobrecargas de uso, lo que incluye no solo el peso de la carga y de los ocupantes del vehículo, sino también las cargas dinámicas originadas por el funcionamiento de distintos elementos y por el propio movimiento del vehículo. Un bastidor en su forma fundamental está constituido por dos piezas largas, situadas a cada lado del eje longitudinal del vehículo, llamadas largueros, unidas por medio de otras más cortas, en número variable denominadas travesaños.

Figura 2. Partes del bastidor



Fuente: <https://www.carfax.es/articulo/tipos-de-chasiscarrocer%C3%ADa.html>

2.2.1 Historia del bastidor. En el comienzo de la industria del automóvil, el diseño de la estructura del chasis se consideraba un factor secundario, debido a las bajas potencias de los automóviles de la época. Poco a poco y con el desarrollo de motores más potentes, el estudio de la estructura principal del auto toma una vital importancia. Este breve paso por la historia ayudará a entender la tendencia actual en el diseño de chasis y carrocerías tanto en los coches de serie como en los automóviles de competición (Robertson, 2002).

Los primeros automóviles tenían la estructura y carrocería construidas de madera, muy similares a los coches de caballos. A partir de 1910 se comienza a trabajar con acero y aluminio en las estructuras de automóviles. Es en estos años cuando se empieza a evolucionar buscando una mayor rigidez torsional del chasis.

En el año 1934 Auto Unión (Audi) construye el primer chasis de tipo escalera con dos tubos paralelos de sección redonda. A finales del mismo año la empresa Mercedes Benz lanzó un chasis con la misma configuración del bastidor tipo escalera, con la diferencia de que éste constaba con dos tubos de sección cuadrada. Otro hecho relevante ocurrido en 1934 es el de Citroën que es la primera marca en introducir el monocasco en un modelo fabricado en serie. Tras la Segunda Guerra Mundial y con una gran carencia de

acero en Europa, se desarrollan aleaciones de aluminio y se aumenta su uso en los chasis de la época.

En 1953 Chevrolet, lanza el Corvette, con un chasis tubular y carrocería completa de fibra de vidrio. Durante los años sesenta, mientras que en Estados Unidos se seguía utilizando el chasis y montado sobre él la carrocería, en Europa se empieza a investigar sobre materiales compuestos, y cada vez más se busca un diseño integrado de carrocería y chasis.

Con la crisis energética a finales de los sesenta, las compañías dirigen sus esfuerzos a la reducción de peso, llegando en algunos casos a rebajarlo en 500 kg. En 1979 Ford termina su primer vehículo fabricado totalmente en fibra de carbono. A partir de estos años el objetivo de las empresas es mejorar las ideas existentes para reducir peso, la meta ahora es reducir consumos y emisiones (Robertson, 2002).

2.2.2 *Funciones del bastidor.* El bastidor es un componente muy importante, especialmente en vehículos pesados, ya que van a ser la columna vertebral y principal soporte de todos los elementos del vehículo. Entre las principales funciones que debe cumplir el bastidor tenemos:

- Debe dar soporte a la carrocería y a todos los componentes mecánicos del vehículo tales como el motor, sistema de transmisión, sistema de suspensión, sistema de dirección, entre otros.
- Debe tener rigidez a la torsión para soportar la fuerza centrífuga en las curvas y al atravesar caminos irregulares.
- Debe ser lo más ligero posible, con el fin de que el vehículo sea lo más eficiente y pueda adaptarse a distintos tipos de carrocería, también debe ser resistente al impacto (resiliencia), para absorber todas las deformaciones de la carretera que se transmiten a través del sistema de suspensión.

2.2.3 *Tipos de bastidor.* Existen distintos tipos de bastidores y serán clasificados de la siguiente manera:

2.2.3.1 Bastidores tipo escalera. Los primeros automóviles fueron construidos con una estructura de bastidor de escalera en la que se colocó la carrocería del vehículo que contiene los asientos de los pasajeros. A menudo era de madera con una muy baja rigidez en comparación con el bastidor del chasis (*Robertson, 2002*).

Por lo tanto la elevada rigidez (en flexión) del bastidor tipo escalera lleva prácticamente la totalidad de las cargas de flexión y torsión.

La mayor ventaja del bastidor tipo escalera es su adaptabilidad para acomodar una gran variedad de formas y tipos de carrocerías. Todavía es ampliamente utilizado en los vehículos comerciales ligeros como los pick-ups hasta camiones pesados por esta razón.

El bastidor tipo escalera se llama así porque se asemeja a una escalera con dos rieles laterales y un número de vigas transversales. La mayoría de los diseños se hacen con rieles laterales de sección de canal, o bien vigas transversales de sección abierta o cerrada.

La sección de canal abierto proporciona un fácil acceso para la fijación de soportes y componentes. La colocación de estas a la red evita agujeros en las bridas sometidas a grandes esfuerzos (*Robertson, 2002*).

La torsión local de los bastidores laterales se puede prevenir asegurándose de que los dispositivos de fijación de componentes sean correctos. Desafortunadamente, la torsión constante es muy pequeña y por lo tanto su rigidez torsional es baja. Si un chasis de bastidor tipo escalera está construido con vigas transversales de sección de canal, la rigidez a la torsión del conjunto es muy baja.

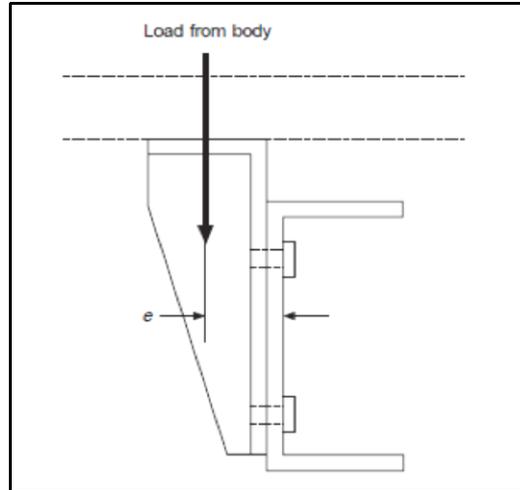
Figura 3. Bastidor tipo escalera



Fuente: (Pérez, 2008)

Para la fijación de las secciones acanaladas, y el posterior montaje de la carrocería se utiliza la configuración mostrada en la figura 4.

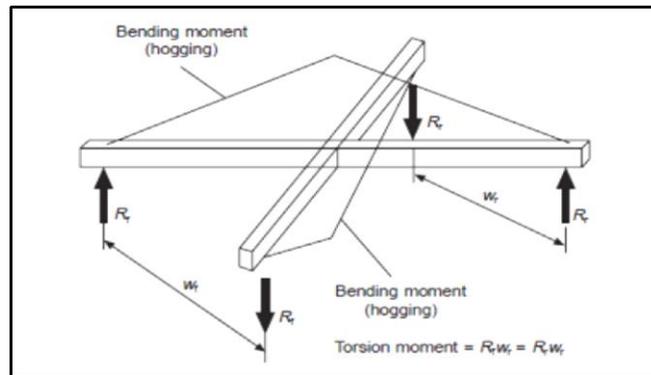
Figura 4. Fijación de las secciones acanaladas



Fuente: (Robertson, 2002)

2.2.3.2 Bastidores cruciformes. El bastidor cruciforme está hecho de dos vigas rectas y sólo tendrá cargas de flexión aplicadas a éstas. Este tipo de bastidor tiene una buena rigidez torsional.

Figura 5. Bastidor cruciforme-miembros sujetos a flexión

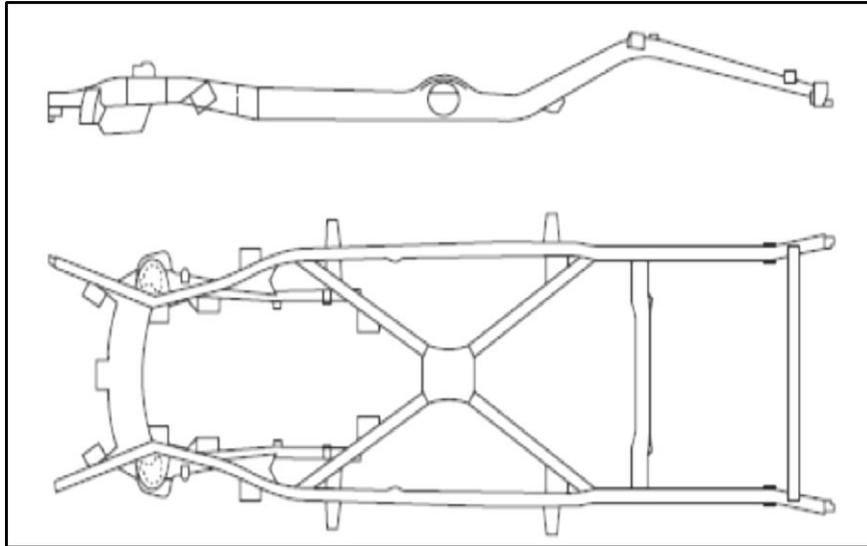


Fuente: (Robertson, 2002)

La combinación de las propiedades de la estructura cruciforme con las del bastidor en escalera, ayudan a obtener tanto buenas propiedades de flexión como de torsión. Las vigas transversales en la parte delantera y posterior no sólo ayudan en llevar el momento de torsión sino que ayudan a llevar las cargas laterales de los puntos de montaje de la suspensión. Los bastidores cruciformes no son muy utilizados debido a que la flexión máxima se produce en la junta por lo tanto el diseño de la ésta se vuelve

crítico.

Figura 6. Armadura cruciforme para refuerzo anti torsión



Fuente: (Robertson, 2002)

2.2.3.3 Bastidores espaciales. Añadiendo profundidad a un bastidor aumenta considerablemente su resistencia a la flexión y la rigidez. Los bastidores espaciales de tres dimensiones se han utilizado para los vehículos especializados, como autos de carrera deportivos. Este tipo de diseño del vehículo puede ser utilizado para la producción de bajo volumen con carrocerías de fibra de vidrio y plástico reforzados (Robertson, 2002).

Figura 7. Bastidor espacial

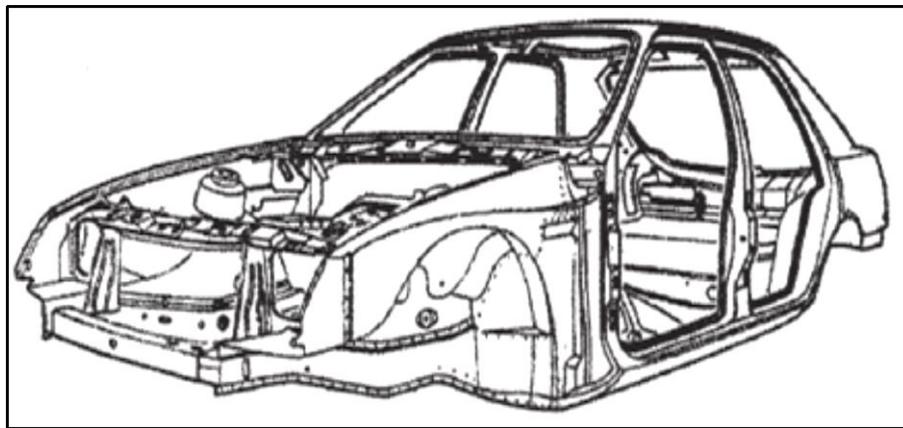


Fuente: (Pérez, 2008)

2.2.3.4 Estructuras integrales. El vehículo de pasajeros moderno fabricado en masa se produce casi exclusivamente con chapa de acero prensado y se sueldan entre sí para formar una estructura integral. Esta es una estructura donde los componentes proporcionan tanto las funciones estructurales y de otro tipo.

La profundidad de una estructura tal como un bastidor espacial, puede mejorar la rigidez y en la estructura integral de todo el bastidor lateral con su profundidad y el techo están hechos para contribuir a la flexión y la rigidez torsional del vehículo.

Figura 8. Estructura integral



Fuente: (Robertson, 2002)

Esta estructura es geoméricamente muy complicada y la distribución detallada de la tensión puede sólo ser determinada por el uso de MEF.

La distribución de tensiones dentro de la estructura no es sólo una función de las cargas aplicadas, sino también de las rigideces relativas de muchos componentes. Las ventajas de la estructura integral son numerosas. Esta es más rígida en flexión y torsión, es de menor peso que cuando se utiliza un chasis y carrocería separada, esta puede ser producida con un menor coste, y el vehículo será más silencioso para los pasajeros (Robertson, 2002).

2.2.4 Diagrama de procesos de manufactura del chasis con bastidor tipo escalera. El bastidor tipo escalera tiene un proceso de fabricación que empieza desde la elección de los perfiles de acero adecuados al diseño hasta el ensamblado de largueros y travesaños quedando listo para su posterior unión con todos los elementos que conforman un chasis.

Figura 9. Diagrama de proceso de manufactura



Fuente: Autores

2.2.5 *Materiales empleados en la construcción de bastidores.* El material más utilizado en la construcción de perfiles para bastidores de vehículos pesados es el acero. Este acero deberá tener alto límite elástico que generalmente puede ser desde los 230 N/mm^2 hasta los 600 N/mm^2 .

2.2.5.1 *Aceros estructurales.* Los aceros estructurales se producen en forma de lámina, placa, barras, tubería y perfiles estructurales. La ASTM asigna una designación de número a estos aceros, la cuál es el número del estándar que define las propiedades mínimas requeridas (Mott, 2009).

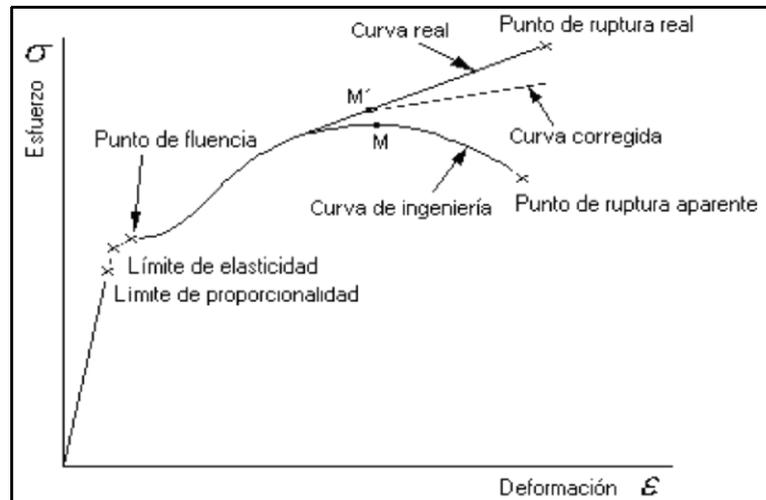
Uno de los aceros más populares en aplicaciones estructurales es el ASTM A36, un acero al carbón utilizado para muchos perfiles, placas y barras comercialmente disponibles. Los aceros estructurales son utilizados también para carrocerías de autobuses, en el caso del acero ASTM A36 tiene un límite de fluencia de 235 MPa, es soldable y se utiliza para propósitos estructurales.

Propiedades de los aceros estructurales

Las propiedades mecánicas del acero estructural, dependen principalmente, de la composición química de los mismos, los procesos de laminado y el tratamiento térmico a los que estén sometidos. Si se considera que las propiedades mecánicas se obtienen de ensayos en laboratorio, debemos considerar factores que afectan a esas propiedades

tales como la rapidez de carga de la muestra, las condiciones y la geometría de las mismas, el trabajo en frío, y la temperatura existente al llevarse a cabo el ensayo (Mott, 2009).

Figura 10. Curva esfuerzo - deformación



Fuente: (Mott, 2009)

Elasticidad

Es la propiedad que tienen los cuerpos de recuperar tamaño y forma después de la deformación. Si el material se somete a la acción de una carga, sufrirá deformación. Si al eliminar la carga, el material vuelve a su forma y tamaño original, se habrá producido en él una deformación elástica (Shigley, 2004).

Límite de elasticidad

Es el esfuerzo máximo uniaxial que se puede aplicar a un material sin causarle ninguna deformación permanente. El intervalo elástico es aquel donde los esfuerzos son menores que el límite elástico (Mott, 2009).

Plasticidad

Es una propiedad contraria a la elasticidad, ya que permite a los cuerpos conservar la deformación después de suprimir la carga (Mott, 2009).

Límite de Fluencia

Es el esfuerzo a partir del cual el material presenta un gran incremento en sus deformaciones, sin existir incrementos correspondientes en el esfuerzo. La forma de definir el límite de fluencia, es diferente según la clase de acero. Existen aceros en los cuáles sólo hay un límite de fluencia, y en los aceros forjados en frío, no existe un límite de fluencia convencional, sino que se fija donde la curva esfuerzo-deformación cambia de pendiente en forma considerable (Mott, 2009).

Módulo de elasticidad

Es la relación que existe entre el esfuerzo y la deformación en la región elástica inicial de la curva esfuerzo-deformación. Este valor se determina por medio de la pendiente de dicha porción elástica del diagrama. Por consiguiente, el módulo de elasticidad puede calcularse mediante la siguiente expresión.

$$E = \frac{\text{Esfuerzo}}{\text{Deformación unitaria}} \quad (1)$$

Resistencia al impacto

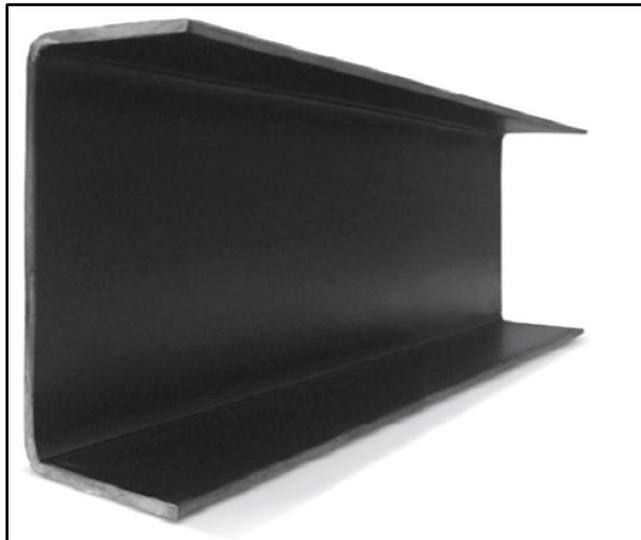
La resistencia al impacto es una medida para determinar la capacidad que tiene un acero de absorber una cantidad de energía, al hacerle aplicaciones de cargas rápidas. Una medida confiable de la resistencia al impacto se puede obtener a través de la tenacidad que es la habilidad del acero para soportar cargas que produzcan fractura. Un material tenaz es definido en función de la resistencia a la propagación inestable de una fractura en presencia de una muesca (Mott, 2009).

2.2.6 *Perfiles utilizados en la construcción de bastidores tipo escalera.* Existen casi tantos tipos de bastidores de largueros longitudinales como fabricantes y modelos de vehículos existentes en el mercado. Cada vehículo está destinado a un uso concreto y cuenta con unas características técnicas y dimensiones propias. Además, el uso de materiales y procesos de fabricación diferentes también resultan en unas dimensiones específicas de los perfiles de cada bastidor.

2.2.6.1 *Perfil en U.* Este tipo de perfil abierto permite la flexión en los largueros, sin que se exponga el material a tensiones innecesarias y proporciona a los travesaños una

resistencia suficiente para absorber las fuerzas laterales. Los bastidores con largueros se formados a partir de perfiles en U se encuentran principalmente en camiones rígidos, autobuses, camionetas y remolques, siendo los más utilizados en vehículos industriales. Sus características mecánicas y formas con paredes exteriores planas los hacen ideales para situar sobre ellos superestructuras y bastidores auxiliares que añaden mayor resistencia a la estructura portante en el proceso de carrozado de camiones.

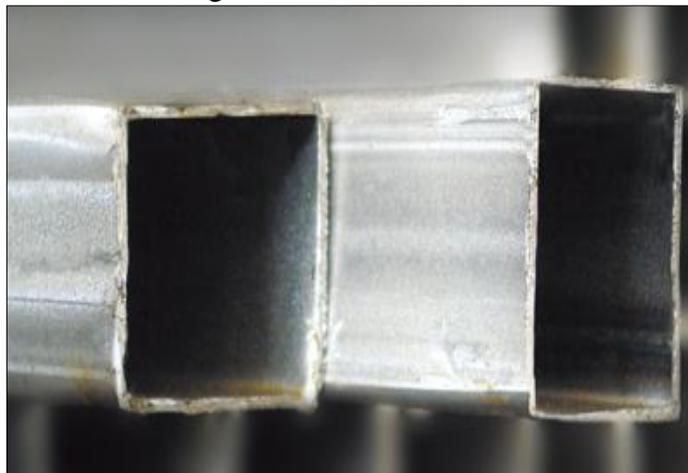
Figura 11. Perfil en U



Fuente: <http://www.pentaka.com/productos/perfil-u>

2.2.6.2 Perfil cajado. Llamado también perfil cuadrado se emplea en la construcción de muchos bastidores convencionales, en especial cuando se necesita resistencia y rigidez adicional.

Figura 12. Perfil cuadrado

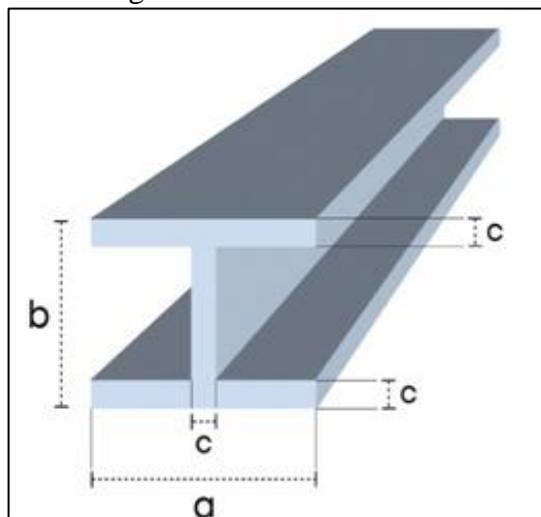


Fuente: Catálogo DIPAC

2.2.6.3 Perfil en doble T. Los bastidores construidos a partir de perfiles de doble T se encuentran únicamente en semirremolques y algunos modelos de remolques. La característica principal de este tipo de bastidor se muestra en la facilidad constructiva para el cambio de sección del mismo, en concreto del alma del perfil.

La facilidad para el cambio de sección permite la construcción de semirremolques y plataformas de carga de dimensiones y formas complejas, como los semirremolques tipo góndola, utilizados para el transporte de cargas especiales.

Figura 13. Perfil en doble T



Fuente: <http://www.nioglas.com/perfiles-prfv-ng-doble-t.php>

2.2.7 Cargas de diseño. Según la norma INEN 1323 tenemos las siguientes cargas, que van a ser consideradas en el diseño de la carrocería que va a ir montada sobre el chasis.

Carga de aceleración brusca (A_b). Corresponde a la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo.

Carga de frenado (F). Corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo.

Carga de giro (G). Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo.

Carga por Resistencia del Aire frontal (R_{af}). Corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

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

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

Esta norma se refiere a las cargas que deben ser tomadas en cuenta para la validación de una carrocería, pero debe ser considerada ya que estas cargas serán transmitidas también al bastidor.

2.2.8 *Cargas aplicadas en el bastidor.* En el bastidor tipo escalera para vehículos pesados se consideran 2 tipos de cargas que son las cargas vivas y las cargas muertas

2.2.8.1 *Carga muerta.* Es la carga vertical aplicada sobre una estructura que incluye el peso de la misma estructura (largueros y travesaños), más la carga de los elementos permanentes en la estructura como son la carrocería, el motor, caja de cambios, transmisión y demás elementos que constituyen un vehículo.

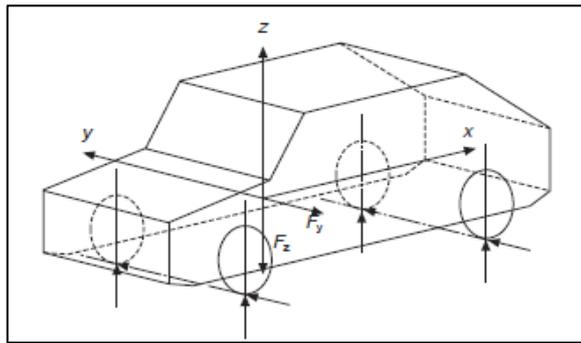
Sus valores se obtienen considerando el peso específico del material de la estructura y el volumen de la estructura.

2.2.8.2 *Carga viva.* Es la carga sobre la estructura del bastidor que incluye el peso de los ocupantes y el combustible, que actúan verticalmente, por tanto no incluye la carga eólica también llamada carga variable. Generalmente actúan durante períodos cortos de la vida de la estructura.

2.2.9 *Casos de carga.* Existen diferentes cargas a la que es sometido un chasis, principalmente cuando se atraviesa un terreno irregular o un bache. Las cargas básicas que soporta la estructura del bastidor junto a la carrocería de un vehículo de pasajeros o vehículo comercial son las siguientes:

2.2.9.1 *Caso de flexión.* Este se carga en un plano vertical, el plano x-z debido al peso de los componentes distribuido a lo largo del bastidor del vehículo que causan la flexión alrededor del eje y.

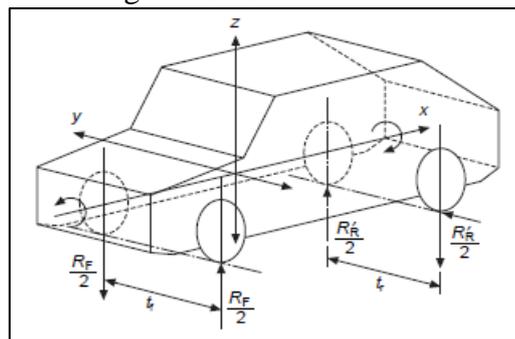
Figura 14. Caso de flexión



Fuente: (Robertson, 2002)

2.2.9.2 Caso de torsión. La carrocería del vehículo es sometida a un momento aplicado a las líneas centrales de los ejes hacia arriba y cargas hacia abajo en cada eje, en este caso. Estas cargas dan lugar a una acción de giro o momento de torsión sobre el eje x longitudinal del vehículo.

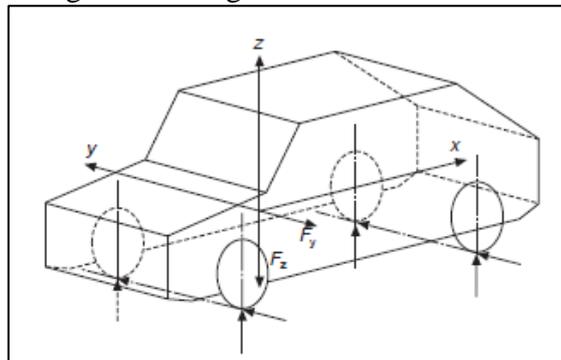
Figura 15. Caso de torsión



Fuente: (Robertson, 2002)

Carga lateral. Esta condición se produce cuando el vehículo es conducido en una esquina o cuando se desliza contra una acera, es decir, las cargas a lo largo del eje y.

Figura 16. Carga lateral en un vehículo



Fuente: (Robertson, 2002)

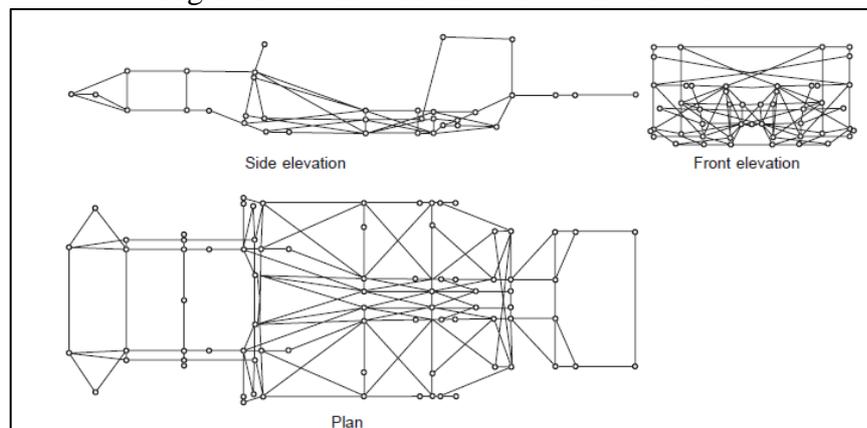
2.2.10 Métodos computacionales. Los métodos computacionales para el análisis estructural se deben hacer, ya que estos métodos ahora son fundamentales en el proceso de diseño de los vehículos. El análisis estructural se centra ahora en torno al método de análisis de elementos finitos, donde la estructura del vehículo se divide en pequeños elementos.

Las ecuaciones de la estática (y / o dinámica), además de las ecuaciones de análisis de tensión y elasticidad para cada elemento se resuelven simultáneamente usando métodos matriciales. La complejidad de los modelos de elementos finitos se ha incrementado enormemente y los ingenieros intentan modelar los vehículos con mayor detalle.

Los primeros modelos, que para las investigaciones iniciales se siguen utilizando hoy en día, utilizan elementos de viga simples. Los elementos de viga son elegidos para representar los principales elementos estructurales tales como marcos, pilares de ventana, barandillas de motores, y las vigas transversales del piso. Paneles tales como el suelo, el techo y mamparas pueden ser representados por vigas "equivalentes" que tienen rigideces equivalentes a los paneles de cizallamiento (Anandraj, 1995).

En la figura 19 se muestra un ejemplo de un elemento de bastidor de un coche descapotable. Este modelo muestra el uso de vigas "equivalentes" para representar a los miembros del panel.

Figura 17. Carrocería modelada en software

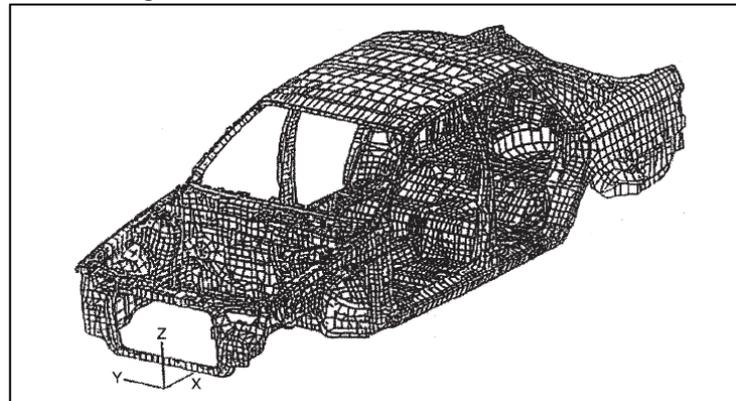


Fuente: (Robertson, 2002)

Los modelos posteriores utilizan placas o elementos de vaciado que representan con mayor precisión los componentes de chapa metálica.

En la figura 18 se muestra que estos son elementos de malla cuadriláteros o triangulares y un modelo completo se compone de miles de nodos. El número de cargas y el número de elementos resultan en un gran conjunto de datos. Esto requiere un tiempo considerable de preparación y un largo tiempo de procesamiento del ordenador.

Figura 18. Carrocería en software M.E.F

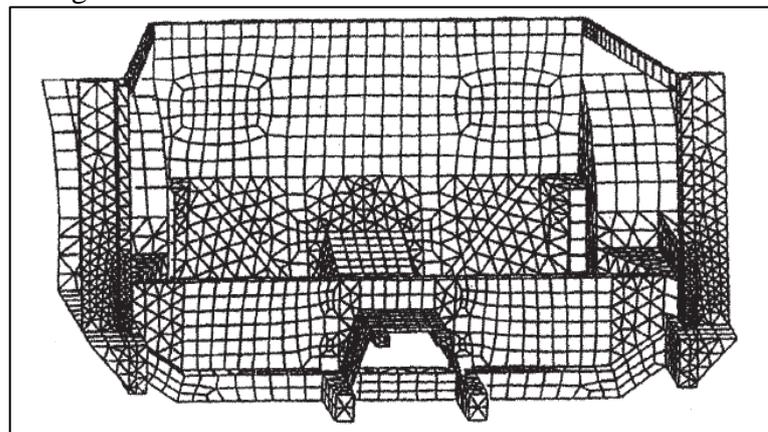


Fuente: (Robertson, 2002)

En la fase de diseño inicial no es necesario ni posible determinar las tensiones y deflexiones con tanto detalle, porque el detalle de la geometría de los componentes no será conocida.

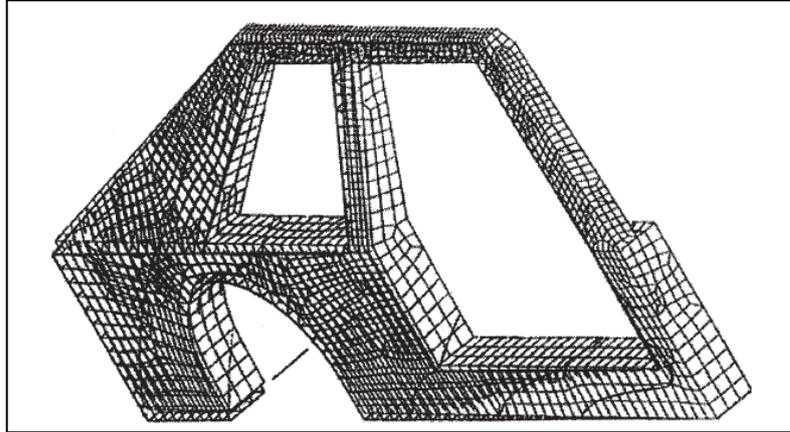
Por lo tanto la aplicación del método simple superficies estructurales, y el uso de programas sencillos de elementos de viga puede proporcionar al diseño elementos muy útiles. Los resultados de estos métodos aplicados a toda la carrocería, pueden entonces ser utilizados para la carga aplicada a los subconjuntos modelados con métodos del elemento finito que utilizan elementos de vaciado y placas.

Figura 19. Modelo del elemento finito de la estructura



Fuente: (Robertson, 2002)

Figura 20. Modelo del elemento finito del marco lateral (Hansen 1996)

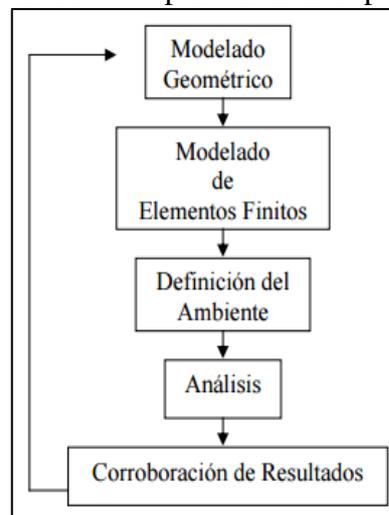


Fuente: (Robertson, 2002)

Un ejemplo de la aplicación del método de simple superficies estructurales se describe por Hansen (1996) donde las cargas en los bordes aplicadas al marco lateral se obtuvieron. Estos fueron utilizados para determinar las tensiones y deformaciones en el bastidor lateral.

2.2.10.1 *Proceso para el análisis por MEF (método del elemento finito).* El MEF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida por MEF es sólo aproximada, coincidiendo con la solución exacta sólo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea sólo aproximada debido a ese último paso

Figura 21. Proceso para el análisis por M.E.F



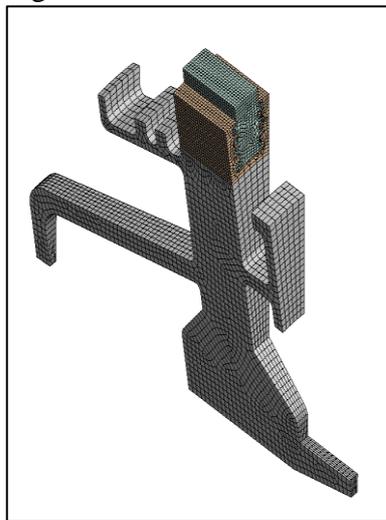
Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/elementos-finitos-elementos-resorte-barra-y-viga/elementos-finitos-elementos-resorte-barra-y-viga.pdf>

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:

Pre-proceso de mallado

La generación de malla es uno de los aspectos más críticos de simulación de ingeniería. Demasiadas células pueden dar lugar a soluciones demasiado largas, y muy pocos pueden llevar a resultados inexactos (Anandraj, 1995).

Figura 22. Proceso de mallado



Fuente: <http://www.ansys.com>

Para el pre-proceso de mallado se tiene diferentes tipos de malla cuya principal diferencia es el número de nodos por elemento como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 1. Tipos de malla

Forma del elemento	Nodo por volumen de control
Tetraedro	4
Pirámide	5
Prisma	6
Hexaedro	8

Fuente: <http://www.ansys.com>

Cálculo y resolución de sistemas de ecuaciones

En un problema mecánico lineal no-dependientes del tiempo, como un problema de análisis estructural estático o un problema elástico, el cálculo generalmente se reduce

a obtener los desplazamientos en los nodos y con ellos definir de manera aproximada el campo de desplazamientos en el elemento finito.

Cuando el problema es no lineal en general la aplicación de las fuerzas requiere la aplicación incremental de las fuerzas y considerar incrementos numéricos, y calcular en cada incremento algunas magnitudes referidas a los nodos.

Algo similar sucede con los problemas dependientes del tiempo, para los que se considera una sucesión de instantes, en general bastante cercanos en el tiempo, y se considera el equilibrio instantáneo en cada instante. En general estos dos últimos tipos de problemas requieren un tiempo de cálculo sustancialmente más elevado que en un problema estacionario y lineal.

Post-proceso

El MEF es usado para calcular problemas tan complejos, que los ficheros que se generan como resultado del MEF tienen tal cantidad de datos que resulta conveniente procesarlos de alguna manera adicional para hacerlos más comprensible e ilustrar diferentes aspectos del problema. En la etapa de post-proceso los resultados obtenidos de la resolución del sistema son tratados, para obtener representaciones gráficas y obtener magnitudes derivadas que permitan extraer conclusiones del problema.

El post-proceso del MEF generalmente requiere software adicional para organizar los datos de salida, de tal manera que sea más fácilmente comprensible el resultado y permita decidir si ciertas consecuencias del problema son o no aceptables. En el cálculo de estructuras, el post-proceso puede incluir comprobaciones adicionales de si una estructura cumple los requisitos de las normas pertinentes, calculando si se sobrepasan tensiones admisibles, o existe la posibilidad de pandeo en la estructura.

2.2.11 Métodos de análisis. Existen dos métodos mediante los cuales podemos realizar los análisis. En problemas dinámicos, donde las magnitudes cambian a lo largo del tiempo, existen diversos métodos para integrar en el tiempo. En ambos métodos se discretiza el tiempo, por lo que se considera la solución sólo para un cierto número de instantes (para el resto de valores del tiempo se puede interpolar la solución por

intervalos). La diferencia entre un instante en el que se busca la solución y el siguiente se denomina, paso de tiempo.

Las dos principales variantes del cálculo por M.E.F son:

- *Método implícito*, que requieren resolver a cada paso de tiempo un sistema de ecuaciones, aunque pueden usarse pasos de tiempo más largos.
- *Método explícito*, que no requieren resolver un sistema de ecuaciones a cada paso de tiempo, aunque debido a que la convergencia no siempre está asegurada el paso de tiempo debe escogerse convenientemente pequeño.

2.2.11.1 El método implícito. Suele usarse para el cálculo de rigidez. Entre los métodos implícitos algunos son incondicionalmente convergentes (no divergen exponencialmente de la solución exacta) sólo para cierta elección fija de los parámetros del método.

Los cálculos por el método implícito (o semi-implícito a la parte más rígida del sistema) requieren mucho más tiempo de computación para dar un paso en el tiempo, ya que deben invertir una matriz de tamaño muy grande, por esto, se suelen emplear métodos iterativos, en vez de métodos directos (*Anandraj, 1995*).

Este método de análisis no es muy utilizado debido al tiempo de su resolución.

2.2.11.2 El método explícito. Un método explícito es el que no requiere la resolución de un sistema de ecuaciones no trivial a cada paso de tiempo. En estos cálculos se realiza una simulación con modificación de la malla a lo largo del tiempo.

En general los métodos explícitos requieren menor tiempo de computación que los métodos implícitos aunque frecuentemente presentan el problema de no ser incondicionalmente convergentes, y requieren evaluar primero el paso de tiempo máximo para que el cómputo sea numéricamente estable.

En los elementos finitos explícitos es preferible el uso de elementos sencillos, como cuadriláteros con un punto de integración y estabilización frente a modos de energía

nula, frente a elementos de orden superior.

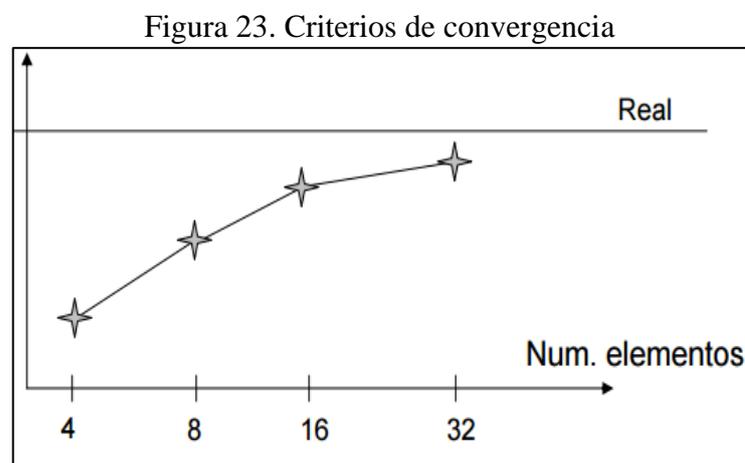
Los métodos explícitos encuentran su campo de aplicación óptimo en problemas de dinámica rápida, en los que se producen fuertes no linealidades y el empleo de intervalos de tiempo pequeños pasa a ser una necesidad.

Una ventaja importante del método explícito es la resolución de las ecuaciones a nivel exclusivamente local, sin plantear en ningún momento sistemas de ecuaciones globales acopladas. Esto permite el uso de algoritmos elemento por elemento, que facilitan el cálculo en paralelo. Planteados como métodos de relajación dinámica o relajación viscosa, se enmarcan junto con métodos iterativos de resolución de ecuaciones no lineales, como los métodos de relajación de Gauss-Seidel, o gradiente conjugado preconditionado con técnicas de elemento por elemento. Siendo muy interesante para el cálculo en paralelo.

2.2.12 Criterios de Convergencia. Existen diversos criterios de convergencia, su finalidad es darnos una solución más exacta, pero no nos permite conocer el error.

Mientras más fina sea nuestra malla (elementos más pequeños), la solución tendrá una tendencia a ser más exacta. Por esta razón en los sitios de mayor interés se debe realizar un mallado más fino, por ejemplo en uniones o soldaduras, donde se tiene una malla que pueda cubrir la geometría y nos dé los mejores resultados.

En la figura 23 se muestra la curva exponencial del número de elementos de malla.



Fuente: <http://www1.ceit.es/asignaturas/Estructuras2/Criterios%20convergencia.pdf>

2.2.13 *Software de diseño y análisis por elementos finitos.* El análisis de elementos finitos (FEA) es el modelado de productos y sistemas en un entorno virtual, con el propósito de encontrar y resolver potenciales (o actuales) problemas estructurales o de rendimiento. FEA es la aplicación práctica del método de elementos finitos (FEM), que es utilizado por ingenieros y científicos para matemáticamente modelar y resolver numéricamente problemas de complejas estructuras, fluidos y de multifísica.

El software FEA puede ser utilizado en una amplia gama de industrias, pero es más comúnmente utilizado en las industrias aeronáutica, biomecánica y de automoción (Anandraj, 1995). Dentro del diseño asistido por computadora o CAD por sus siglas en inglés, tenemos varios programas, los cuáles nos ayudan a validar cualquier estructura.

En nuestro medio, el software más utilizado para modelación es el AutoCAD y Solidworks, para el análisis por MEF se lo realiza mediante la utilización del SAP 2000 y Ansys.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS PRODUCIDOS EN EL BASTIDOR

En este capítulo se realizará un análisis de los esfuerzos que se producen en un bastidor, y se profundizará en cada caso de carga a los cuales está sometido el mismo para de esta manera comprender cada uno de ellos.

3.1 Determinación de los materiales del bastidor

Existen diferentes materiales de construcción de perfiles para bastidores, en nuestro medio tenemos el acero ASTM A36 que tiene las siguientes propiedades:

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

Acero Estructural ASTM A36	
Punto de Fluencia	2 540 kg/cm ²
Resistencia mínima a Tensión	4 100 kg/cm ²
Resistencia a la Tensión	4 080 - 5 625 kg/cm ²
Módulo de Elasticidad	2,043000 kg/cm ²

Fuente: Catálogo DIPAC

Para la construcción de bastidores de autobuses Chevrolet se utiliza el acero SAPH440 cuyas especificaciones se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero SAPH440

Acero SAPH440	
Punto de Fluencia	2 000 kg/cm ²
Resistencia mínima a Tensión	3 800-4 200 kg/cm ²
Resistencia a la Tensión	4 000 – 5 500 kg/cm ²
Módulo de Elasticidad	2,500000 kg/cm ²

Fuente: Manual de Constructores de Carrocerías GM

Los bastidores para vehículos pesados IVECO son de acero FeE420.

Tabla 4. Propiedades mecánicas del acero FeE420

Acero de alta resistencia FeE420 características	
Resistencia a la rotura	530 N/mm ² (53 kgf/mm ²)
Límite de Elasticidad	420 N/mm ² (42 kgf/mm ²)
Alargamiento	≥ 21%

Fuente: IVECO gama euro

Hino motors, que actualmente comercializa su chasis para autobús Hino AK8JRSA, su bastidor tiene las características mostradas en la siguiente tabla:

Tabla 5. Propiedades mecánicas del bastidor de HINO

Bastidor HINO		
Tipo de metal	Resistencia a la Tensión	Resistencia a la Elasticidad
Placa de acero laminada al calor	440 N/mm ² (45 kgf/mm ²)	304 N/mm ² (31 kgf/mm ²)
Placa de acero laminada al calor	540 N/mm ² (55 kgf/mm ²)	392 N/mm ² (40 kgf/mm ²)

Fuente: Manual de montaje de carrocerías Hino.

Como se puede verificar en las tablas anteriores se tienen materiales con diferentes propiedades estructurales los cuales son propios de cada empresa los mismos que son utilizados para la construcción de sus respectivos bastidores.

De la misma forma se puede observar que el límite elástico tiene valores comprendidos entre 230 y 540 MPa.

El límite elástico se considera para el diseño debido a que si se supera éste valor, el material sufrirá una deformación permanente (deformación plástica) lo cual afecta notablemente a la estructura y lo cual no garantiza el desempeño eficaz de la misma.

En la siguiente tabla se puede ver las propiedades mecánicas recomendadas y que son válidas para todos los aceros estructurales, los cuales son utilizados para la fabricación de diferentes elementos y que son óptimos para su uso en diferentes tipos de estructuras metálicas.

Tabla 6. Propiedades mecánicas recomendadas para los aceros estructurales

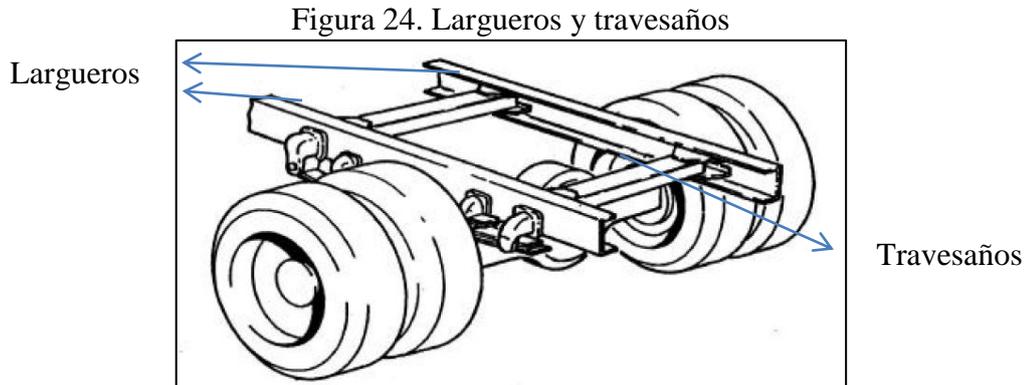
Propiedades Mecánicas Aceros Estructurales	
Módulo de elasticidad:	210 000 N/mm ²
Módulo de elasticidad transversal:	81 000 N/mm ²
Coefficiente de Poisson:	0,3
Coefficiente de dilatación lineal:	12x10 ⁻⁶ °C
Densidad:	7 850 kg/m ³

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html>

Como conclusión se tiene que el acero ASTM A36 con buenas propiedades mecánicas que tiene una resistencia que está dentro del rango de los aceros utilizados en la construcción de bastidores.

3.2 Elementos constitutivos de un bastidor tipo escalera

Los elementos de un bastidor tipo escalera básicamente son dos largueros y un número variable de travesaños, los cuáles pueden estar unidos entre sí mediante pernos o remaches.



Fuente: Chassis frame, Queensland Transport

3.3 Análisis de las cargas soportadas por el bastidor

Las cargas impuestas a la estructura del chasis (bastidor) o carrocería de un vehículo de pasajeros o vehículo comercial debido a las condiciones normales de funcionamiento son provocadas cuando el vehículo atraviesa un terreno irregular y cuando el conductor realiza varias maniobras.

Los casos de carga que se pueden dar que son:

- Caso de flexión
- Caso de torsión
- Combinado de flexión y torsión
- Carga lateral

Los casos más importantes son los de flexión, torsión y combinado de flexión y torsión ya que estos son de suma importancia en la determinación de una estructura satisfactoria (Robertson, 2002).

Cada caso de carga se lo analiza de forma conjunta para poder determinar el comportamiento del bastidor.

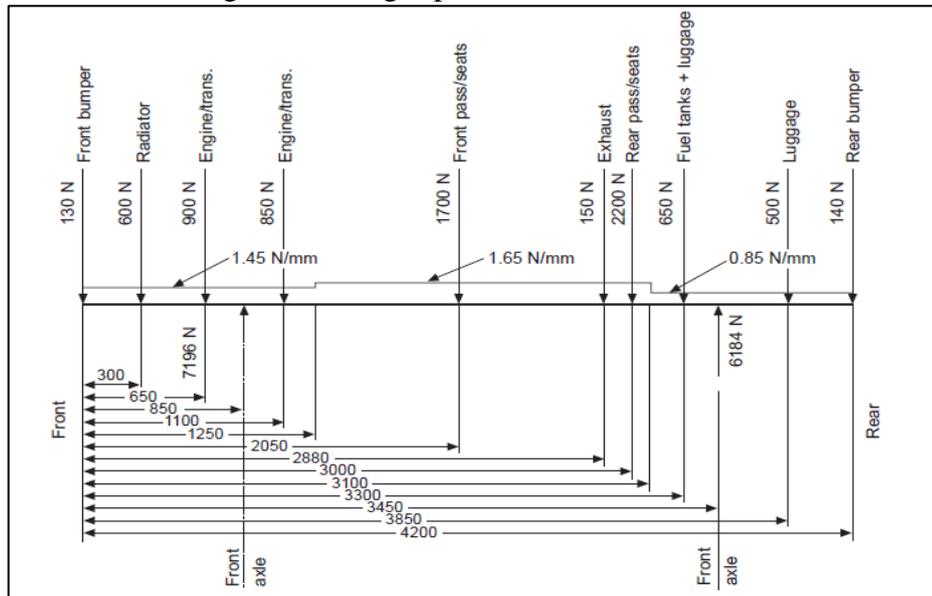
3.3.1 Análisis del caso de flexión. Las condiciones de flexión dependen de los pesos de los componentes principales del vehículo y la carga útil.

La primera consideración es la condición estática mediante la determinación de la distribución de carga a lo largo del vehículo. Las cargas de reacción del eje se obtienen mediante la resolución de las fuerzas y momentos tomando a partir de los pesos y posiciones de los componentes. La estructura puede ser tratada como una viga de dos dimensiones como el vehículo es aproximadamente simétrica respecto al eje x longitudinal (Robertson, 2002).

Las cargas distribuidas son estimaciones del peso por unidad de longitud para el cuerpo del vehículo con detalles de equipamiento.

Las masas no suspendidas que consisten en ruedas, discos de freno /tambores y enlaces de suspensión, por supuesto no están incluidos ya que no imponen cargas sobre la estructura. Los principales componentes del vehículo que son considerados para el diseño de un bastidor, son el radiador, motor, caja de cambios, pasajeros, sistema de escape, tanque o depósito de combustible, y el equipaje.

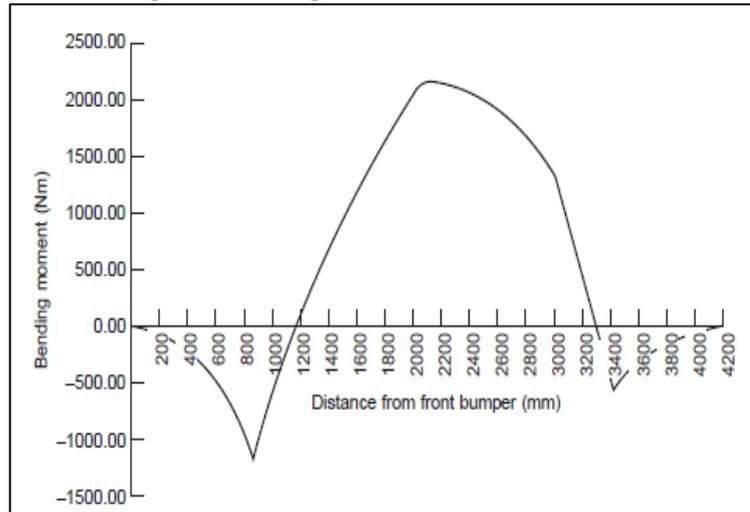
Figura 25. Cargas puntuales en un vehículo



Fuente: (Robertson, 2002)

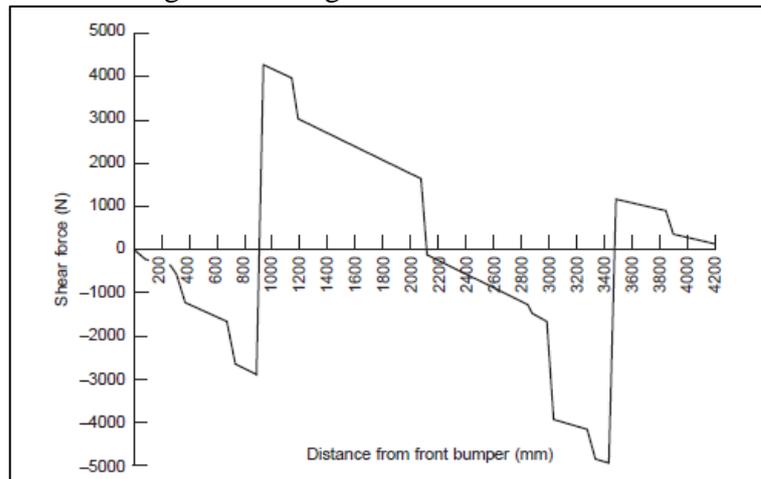
El diagrama de momento de flexión y el diagrama de fuerza cortante son como los mostrados en la figura 26 y 27.

Figura 26. Diagrama de momento flector



Fuente: (Robertson, 2002)

Figura 27. Diagrama de fuerza cortante

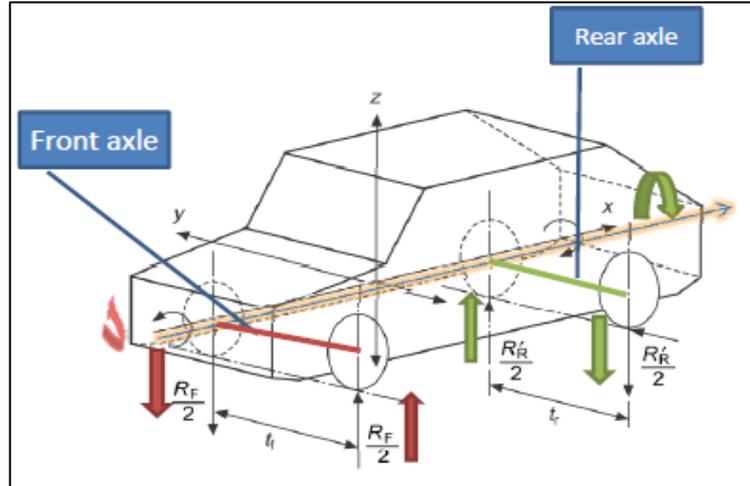


Fuente: (Robertson, 2002)

La carga dinámica debe ser considerada cuando el vehículo atraviesa superficies irregulares. Por ejemplo, el vehículo puede pasar sobre un puente curvo a una velocidad tal que las ruedas dejan el suelo. El resultado del impacto del vehículo al volver a la tierra es amortiguado por el sistema de suspensión pero inevitablemente provoca un aumento considerable en la carga sobre la condición estática.

3.3.2 *Análisis del caso de torsión.* El caso de torsión pura se puede considerar simplemente como la aplicada en una línea de eje y la reacción en el otro eje. La condición de torsión pura no puede existir por sí mismo porque las cargas verticales siempre existen debido a la gravedad. Sin embargo, para facilidad de cálculo se asume el caso torsión pura (Robertson, 2002).

Figura 28. Esfuerzos de torsión sobre el vehículo

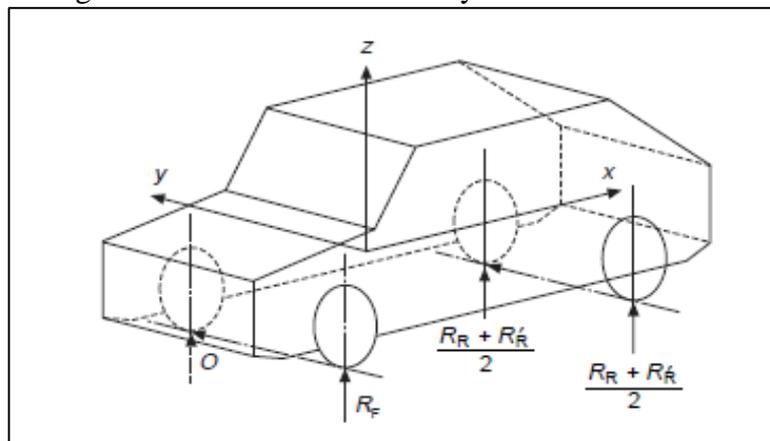


Fuente: (Robertson, 2002)

3.3.3 Flexión y torsión combinadas. Si los casos de carga estática de flexión y torsión se combinan, la situación planteada es, si una de las ruedas del eje con la carga más ligera se eleva sobre una protuberancia de altura suficiente para causar que la otra rueda sobre dicho eje deje el suelo. Pawlowski (1964) recomienda una altura máxima de protuberancia de 200 mm, ya que la mayoría de los vehículos tienen una suspensión que puede rebotar 200 mm o menos.

Si la rueda delantera izquierda se había levantado en lugar de la rueda trasera derecha la misma situación sería producida, es decir, la carga de la rueda trasera izquierda se reducirá a cero antes de la rueda delantera derecha. Cualquier levantamiento adicional de la rueda delantera izquierda (o la rueda trasera derecha) no aumentarán el par aplicado a la estructura del vehículo.

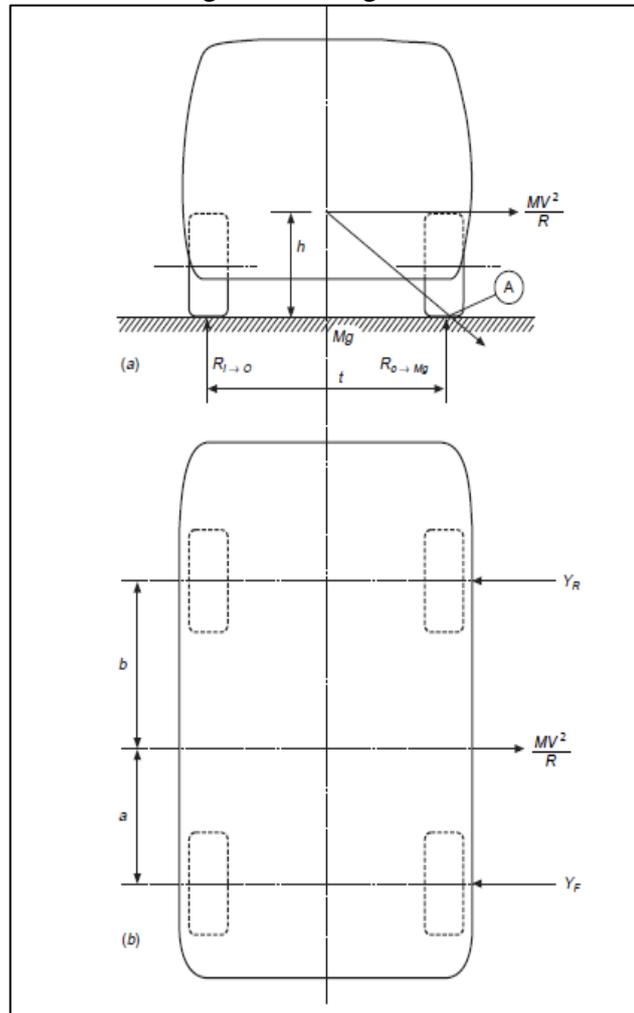
Figura 29. Esfuerzos de torsión y flexión combinados



Fuente: (Robertson, 2002)

3.3.4 Carga lateral. En las curvas, las cargas laterales se generan en el neumático a tierra en las zonas de contacto que son equilibradas por la fuerza centrífuga MV^2/R donde M es la masa del vehículo, V es la velocidad de avance, R es el radio de la curva.

Figura 30. Carga lateral



Fuente: (Robertson, 2002)

La peor condición posible se produce cuando las reacciones de la rueda en el interior descienden a su vez a cero, es decir cuando el vehículo está a punto de volcar. En esta condición la estructura está sujeta a la flexión en el plano x-y.

La condición aproximada del roll over depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y la pista. En esta condición, la resultante de la fuerza centrífuga y el peso pasa a través de la superficie de contacto ruedas exteriores.

$$\frac{MV^2}{R} h = Mg \frac{t}{2} \quad (2)$$

Por lo tanto la aceleración lateral es:

$$a = \frac{V^2}{R} = \frac{gt}{2h} \quad (3)$$

La fuerza lateral en el centro de gravedad:

$$FL = \frac{MV^2}{R} = \frac{Mgt}{2h} \quad (4)$$

Las fuerzas laterales en los neumáticos delanteros:

$$YR_d = \frac{Mgt}{2h} \frac{b}{a+b} \quad (5)$$

En los neumáticos posteriores:

$$YR_p = \frac{Mgt}{2h} \frac{a}{a+b} \quad (6)$$

La estructura puede ser considerada ahora como una viga simplemente apoyada sujeta a carga lateral en el plano x-y a través del centro de gravedad.

Un modelo más preciso sería considerar la posibilidad de distribuir cargas en el plano x-z.

En condiciones normales de conducción no se aborda esta situación porque a partir de la ecuación de aceleración lateral, cuando h (la altura del centro de gravedad desde la superficie de la carretera) para un coche moderno es típicamente 0,51 m y pista de 1,45 m.

Aceleración Lateral:

$$a_l = \frac{gt}{2h} = \frac{g \cdot 1.45}{2 \cdot 0.51} = 1,42g \quad (7)$$

Es decir, la aceleración lateral es 1,42 veces la aceleración gravitacional. Esto no ocurre en un neumático de carretera convencional, las fuerzas secundarias limitan la aceleración lateral a 0,75 g aproximadamente.

Las altas cargas laterales que provocan la flexión en el plano x-y no son críticos como la anchura del bastidor que proporciona fácilmente suficiente resistencia a la flexión y rigidez. Estas cargas laterales actúan directamente en la carrocería, y se deben a los giros realizados por el conductor.

Los soportes del montaje de la suspensión deben, sin embargo, estar diseñados para soportar estas altas cargas de choque. Por razones de seguridad estas altas cargas de choque laterales se asumen generalmente para ser el doble de la carga vertical estática en la rueda.

3.3.5 Carga longitudinal. Cuando el vehículo acelera o desacelera, la fuerza de la masa por la aceleración o la inercia es generada. Como el centro de gravedad del vehículo está por encima de la superficie de la carretera la fuerza de inercia proporciona una transferencia de carga desde un eje a otro. Mientras que en la aceleración, se transfiere el peso desde el eje delantero al eje trasero y viceversa para la condición de frenado o deceleración.

Para obtener una visión completa de todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo, las alturas de los centros de gravedad de todos los componentes serán requeridos. Estos son a menudo desconocidos, por lo tanto, un gráfico de momentos de flexión a lo largo del vehículo no se puede obtener.

Un modelo simplificado considerando una fuerza de inercia generada en el centro de gravedad del vehículo puede proporcionar información útil sobre la carga local de en las posiciones de los ejes debido a las fuerzas de tracción y frenado.

En la figura 31 se muestra las fuerzas debidas a tracción y frenado para (a) la aceleración de la rueda delantera, unidad (b) la aceleración de tracción trasera y (c) de frenado.

Para (a) tracción delantera, la reacción en las ruedas motrices es:

$$RF = \frac{Mg(L-a) - Mh\left(\frac{dV}{dt}\right)}{L} \quad (8)$$

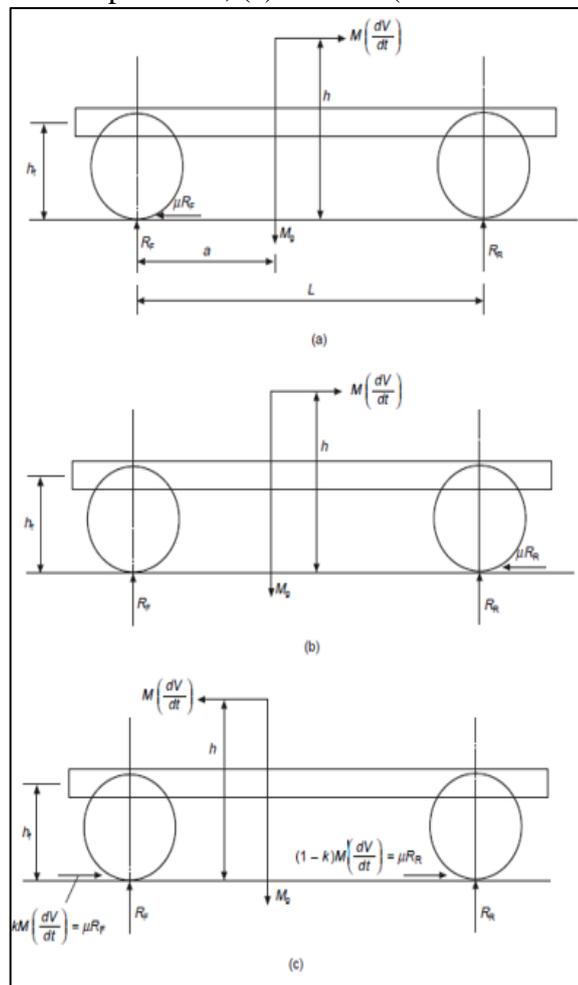
Para (b) la tracción trasera, la reacción en las ruedas motrices es:

$$RR = \frac{Mga + Mh\left(\frac{dV}{dt}\right)}{L} \quad (9)$$

Para (c) el caso de frenado, las reacciones sobre los ejes son:

$$RF = \frac{Mg(L-a) + Mh\left(\frac{dV}{dt}\right)}{L} \quad (10)$$

Figura 31. Transferencia de carga debida a la aceleración, (a) tracción delantera; (b) tracción posterior; (c) frenado (desaceleración)



Fuente: (Robertson, 2002)

$$RR = \frac{Mga - Mh\left(\frac{dV}{dt}\right)}{L} \quad (11)$$

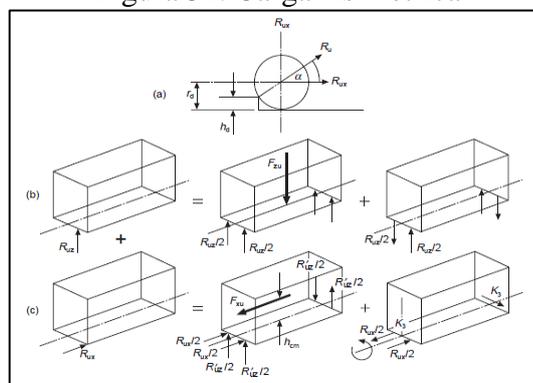
Las fuerzas de tracción y frenado que limitan son controladas por el coeficiente de adherencia entre la superficie de los neumáticos y la carretera. Estas fuerzas de tracción

y frenado en la superficie de la carretera aplican flexión adicional a la estructura del vehículo a través de los sistemas de suspensión. Del mismo modo la fuerza de inercia a través del centro de gravedad desplazado del bastidor por $(h - hf)$ se aplica un momento de flexión adicional.

3.3.6 Carga asimétrica. Esta condición de carga se ilustra en la Figura 35 (a) y se produce cuando una rueda golpea un objeto elevado o cae en un agujero que tiene un borde elevado. Las cargas resultantes son vertical y longitudinal aplicadas en una esquina del vehículo. Esta condición resulta en una carga muy compleja en la estructura del vehículo. La magnitud de la fuerza ejercida sobre la rueda y por lo tanto a través de la suspensión a la estructura dependerá de la velocidad del vehículo, rigidez de la suspensión, la masa de la rueda, la masa de la carrocería, etc. A medida que la fuerza de choque sólo se aplica durante un período muy corto de tiempo, puede ser asumido que la rueda continúa a una velocidad constante y por lo tanto la fuerza de choque R_u actúa a través del centro de la rueda. Hay que tomar en cuenta que la componente horizontal aumentará respecto a la vertical por los pequeños radios de las ruedas.

La consideración de la carga vertical sobre su propia carga causa una carga por eje adicional, una carga de inercia a través del centro de la masa del vehículo y un momento de torsión en la estructura del vehículo (figura 32 (b)). Del mismo modo, teniendo en cuenta la carga horizontal sobre su propia carga, se puede ver en la figura 32 (c) que flexión adicional en el plano vertical (x-z) y un momento alrededor del eje z se aplican a la estructura.

Figura 32. Carga Asimétrica



Fuente: (Robertson, 2002)

3.3.7 El esfuerzo admisible. Es el resultado en las tensiones que se producen a lo

largo de la estructura del vehículo. Es importante que en las peores condiciones de carga que las tensiones inducidas en la estructura se mantengan a límites aceptables.

La consideración de las cargas estáticas factorizadas por una cantidad apropiada debe dar un nivel de estrés ciertamente por debajo del límite de elasticidad. Por ejemplo, si el caso de flexión para una carretera donde pasan automóviles de pasajeros se considera la tensión máxima admisible debe limitarse así:

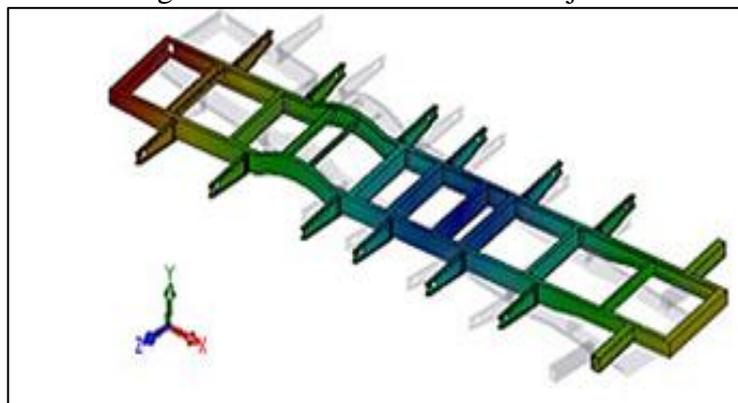
El estrés debido a la carga estática \times Factor dinámico $\leq 2/3$ límite elástico. Esto significa que bajo la peor condición de carga dinámica la tensión no debe exceder de 67% del límite elástico. Como alternativa, el factor de seguridad contra el rendimiento es de 1,5 para la peor condición de carga posible.

Un criterio similar se aplica a otras condiciones de carga. Este procedimiento suele ser satisfactorio para el diseño contra fallo por fatiga, pero las investigaciones de fatiga son necesarias especialmente donde se producen concentraciones de tensión en los puntos de montaje de suspensión.

3.4 Rigidez a la flexión

Un requisito de diseño igualmente importante es evaluar la rigidez estructural; de hecho, muchos diseñadores consideran que la rigidez es más importante que la fuerza. Es posible diseñar una estructura que es suficientemente fuerte pero todavía insatisfactoria porque tiene rigidez insuficiente.

Figura 33. Flexión alrededor del eje Y



Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-59442013000200009&script=sci_arttext

Se entiende por rigidez insuficiente a la falta de resistencia e un material a ser deformado. Por lo tanto, el diseño para la rigidez aceptable es a menudo más crítico que el diseño para una resistencia suficiente.

Para un vehículo de pasajeros, la rigidez a la flexión se determina por los límites aceptables de deflexión del bastidor. Si las deflexiones excesivas se producen entonces las puertas no se cerrarán satisfactoriamente, es decir, la alineación de los seguros de la puerta son tales que las puertas no se pueden abrir o cerrar fácilmente.

La rigidez local del piso es importante para la aceptación de pasajeros. Si el piso se desvía bajo los pies de los pasajeros provoca la inseguridad de los pasajeros. Los paneles de suelo son generalmente rígidos por terminales de prensado a presión en los paneles que dan un mayor momento de inercia del área local por lo tanto reduciendo deflexiones. Estos a su vez reducen las vibraciones del panel. Un panel de chapa delgada plana actuará como una piel de tambor que vibra a una frecuencia que depende de factores tales como el tamaño, el grosor y las condiciones de retención del borde del panel. En algunos vehículos de lujo modernos ahora utilizan material multicapas que consta de dos paneles delgados separados por un material de panel de abeja que conduce a un vehículo más tranquilo.

La rigidez local necesita ser incrementado en muchos otros lugares dentro de la estructura, por ejemplo, en los puntos de montaje de la puerta, el capó, bisagra, puntos de anclaje de suspensión, asientos y puntos de montaje para otros importantes componentes. Esto se logra mediante la adición de placas y soportes de refuerzo en las secciones del cuerpo en puntos de articulación, cerraduras de puertas, puntos de pivote de suspensión, etc.

Las desviaciones aceptables (o rigidez requerida) pueden ser determinadas para algunos componentes de la estructura. La desalineación aceptable de seguros de la puerta será determinada por el diseño y características del seguro.

3.5 La rigidez torsional

La rigidez torsional aceptable puede ser evaluada por criterios específicos, mientras que

para otros criterios se basa en la experiencia y el desarrollo, como se describe en la sección anterior. Un típico sedán de tamaño medio totalmente montado puede tener una rigidez torsional de 8 000 - 10 000 N.m /grado. Es decir, cuando se mide sobre la rueda-base del vehículo.

Si la rigidez es baja, la percepción del conductor es que la parte delantera del vehículo parece temblar con la estructura de las alas delanteras, tendiendo a moverse hacia arriba y hacia abajo.

Los problemas prácticos de las puertas que no se cierran correctamente ocurren cuando el vehículo está estacionado en terreno irregular por ejemplo cuando una rueda está en un bordillo o acera.

Un problema similar se producirá si los puntos de elevación (para permitir el cambio de rueda) se colocan en las esquinas del vehículo. La rigidez torsional también está influenciada por el parabrisas y el vidrio de la luz trasera. Los estudios realizados por Webb (1984) muestran una reducción en la rigidez torsional con el vidrio removido de aproximadamente 40%. El vidrio está sujeto a carga y por lo tanto a tensión que de nuevo si es excesiva puede causar que el vidrio se agriete.

Los autos deportivos sin panel estructural del techo son propensos a tener mala rigidez torsional a menos que la parte de abajo sea reforzada. Para estos coches, el manejo del vehículo es extremadamente importante y si la rigidez a la torsión es baja, esto tiene un efecto perjudicial sobre las características de manejo. Por lo tanto se toma gran cuidado para asegurar que la rigidez a la torsión es adecuada.

3.6 El análisis estructural por el método de simples superficies estructurales

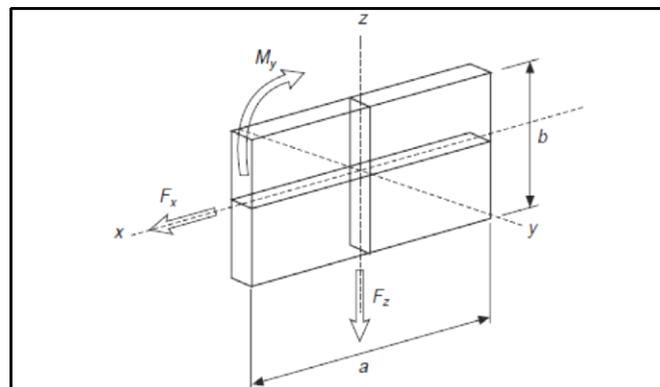
Hay distintas maneras de modelar una estructura del vehículo con el fin de determinar cargas y tensión dentro de la estructura. Antes de que estos complejos modelos se examinen, es útil contar con modelos intermedios que ayudan a la comprensión de las principales transmisiones de carga dentro de la estructura.

Un método más útil fue desarrollado por Pawlowski (1964) se llama simples superficies estructurales. Con este método se determina las cargas sobre los principales elementos

estructurales de una estructura integral. En este tipo de estructura es posible representar cuidadosamente los principales elementos de la estructura para determinar las cargas y, por tanto, el estrés por las simples ecuaciones de la estática.

3.6.1 *Definición de una superficie estructural simple (SES).* Es una superficie que es 'rígida' en su propio plano, pero "flexible" fuera del plano. Es decir, que puede llevar cargas en su plano (tracción, compresión, cizalladura, flexión), pero las cargas normales al plano y flexión fuera del plano no son posibles.

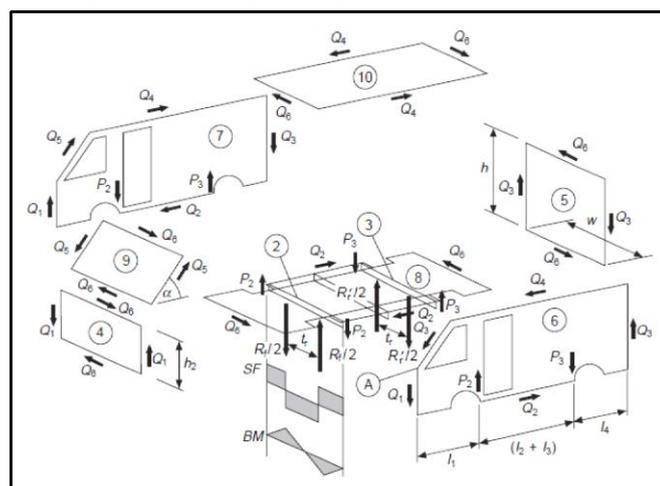
Figura 34. Fuerzas y momentos que actúan sobre el plano



Fuente: (Robertson, 2002)

Superficies estructurales simples que representan una carrocería en torsión.

Figura 35. Simples superficies estructurales



Fuente: (Robertson, 2002)

Tomando el eje con la carga más ligera, cargas iguales y opuestas se aplican a las vigas transversales delanteras y traseras.

En este capítulo se analizó los casos de carga que se consideran en el diseño de una estructura de un vehículo de pasajeros. Estas son las cargas a las que los vehículos están sujetos al atravesar caminos y otras superficies. Las condiciones de carga de impacto no se consideran aquí. El método de simple estructura superficial se describe y aplica para los dos casos de carga principales flexión y torsión. Las cargas en miembros individuales obtenidos a partir de este método se pueden utilizar para determinar las tensiones locales y deflexiones. El diseño fundamental de la estructura y de sus principales componentes puede ser establecido de esta manera. La aplicación de métodos del elemento finito puede entonces ser aplicado al diseño fundamental para lograr detalles mejorados y una mayor eficiencia estructural.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL BASTIDOR

Para diseño de bastidores de vehículos pesados se toma en cuenta que se va a transportar grandes masas, lo que condiciona las características técnicas y constructivas que deben poseer.

Los principales factores a tomar en cuenta para el diseño son las dimensiones del vehículo, la carga que se va a transportar, la rigidez y el proceso de fabricación.

Además, debe considerarse la estabilidad de los miembros estructurales, la capacidad de carga de las uniones, la fabricación y el montaje final en el vehículo.

De los diferentes tipos de bastidores que existen se elige el bastidor tipo escalera, ya que es el más utilizado en este tipo de vehículos debido a que se puede adaptar a cualquier tipo de carrocería brindando así mayor facilidad de carrozado. El bastidor tipo escalera nos ofrece alta rigidez estructural y sencillez de fabricación y ensamblado.

4.1 Dimensionamiento del bastidor

Para dimensionar el bastidor se toma en cuenta algunos factores que determinarán su tamaño final.

En el Ecuador se importa diferentes tipos de chasis para autobús, los que se muestra en las siguientes tablas.

Tabla 7. Dimensiones del Chasis HINO AK8JRSA

Parámetro	Dimensiones [mm]
Longitud total	11 140
Ancho total (sin carrocería)	2 450
Distancia entre ejes	5 800
Voladizo anterior	2 035
Voladizo posterior	3 305
Distancia entre largueros	870
Distancia entre travesaños	Variable

Fuente: Manual de carrozado HINO

El chasis para autobús marca Mercedes Benz tiene las características mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 8. Dimensiones del Chasis Mercedes Benz 1721

Parámetro	Dimensiones [mm]
Longitud total	11 769
Ancho total (sin carrocería)	2 451
Distancia entre ejes	5 950
Voladizo anterior	2 275
Voladizo posterior	3 544
Distancia entre largueros	895
Distancia entre travesaños	Variable

Fuente: AUTEK

El chasis para autobús de la marca Volkswagen tiene las características mostradas a continuación.

Tabla 9. Dimensiones del Chasis Volkswagen 17.210

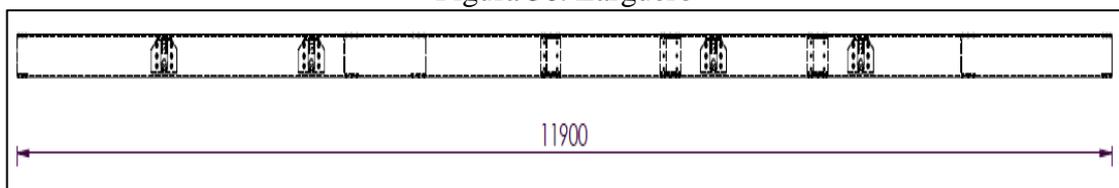
Parámetro	Dimensiones [mm]
Longitud total	10 540
Ancho total (sin carrocería)	2 453
Distancia entre ejes	5 950
Voladizo anterior	2 040
Voladizo posterior	2 550
Distancia entre largueros	895
Distancia entre travesaños	Variable

Fuente: DINA

Con las dimensiones mostradas en las tablas anteriores se ha realizado el dimensionamiento.

Para la longitud de los largueros, se toma en cuenta que las carrocerías que se montan sobre el chasis son de entre 12 000 mm a 12 500 mm de longitud, por esa razón los largueros del bastidor son de 11 900 mm de longitud, como se muestra en la Figura 36.

Figura 36. Larguero

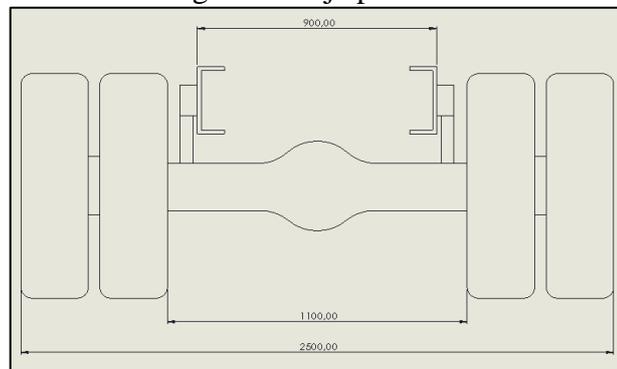


Fuente: Autores.

La distancia entre ejes es de 6 000 mm, favoreciendo a que se pueda montar una carrocería con un mayor voladizo posterior que según la norma NTE INEN 1323 debe ser el 66 % de la distancia entre ejes.

Para la separación entre los largueros se debe tomar en cuenta que la distancia entre los mismos no tiene que superar los 900 mm, ya que si hay más separación entre estos, no quedaría espacio suficiente para la suspensión de ballestas debido a que el ancho de los paquetes de ballestas es de 90 mm y el ancho de cada neumático es de 295 mm quedando una configuración como la que se muestra en la siguiente figura.

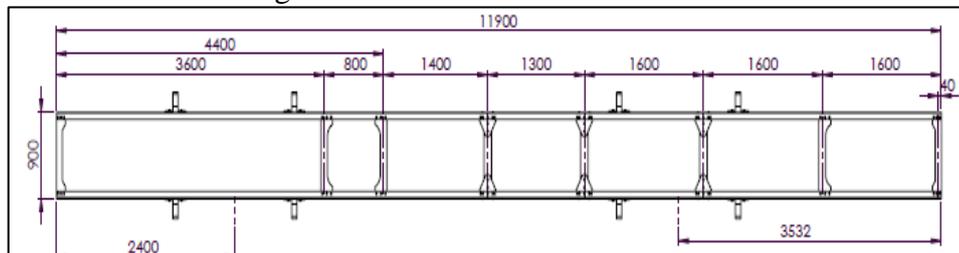
Figura 37. Eje posterior



Fuente: Autores

Los travesaños que se van a unir a los largueros son ocho, y van distribuidos a lo largo del bastidor, la distancia entre travesaños es variable y depende de los elementos que van a estar unidos a cada travesaño. Como el diseño es para un autobús con motor delantero y tracción posterior, se tiene un espacio de 3 600mm en la parte delantera del bastidor.

Figura 38. Distribución de travesaños



Fuente: Autores

4.2 Análisis de Cargas

En toda clase de vehículos se tiene que considerar dos tipos de cargas que sumadas dan

la carga a ser transportada. Estas cargas son la carga viva la cual está conformada por el peso de los ocupantes y el equipaje; y la carga muerta la que consta del peso propio de la estructura y los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos.

4.2.1 Cargas Vivas y muertas en una carrocería de autobús. Para la determinación de la carga viva, se lo hará de acuerdo con la Norma INEN 1323 lo cual se detalla en la tabla 10 a continuación:

Tabla 10. Cargas vivas de diseño

Cargas vivas				
Tipo de servicio	Masa de un ocupante [kg]	Masa mínima de equipaje por pasajero [kg]	Masa mínima de equipaje a transportarse en bodegas porta equipajes [kg]	Espacio necesario por pasajero de pie [m ²]
Urbano	70	-	-	0,16
Urbano (escolar e institucional)	70	-	-	Sin pasajeros de pie
Interurbano (Intraprovincial)	70	5	100 x vol	0,16
Larga distancia (Interprovincial y turismo)	70	5	100 x vol	Sin pasajeros de pie

Fuente: NTE INEN 1323

Para el cálculo de la carga viva se consideran los datos proporcionados por la Norma INEN 1323, la cual establece que para un autobús de transporte urbano el peso por ocupante es de 70 kg, y se debe considerar también el peso del conductor y del ayudante. En el caso de autobús urbano no se tiene bodegas, por lo que no se considera esta carga. El detalle de los pasajeros se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 11. Carga de pasajeros y tripulantes

Descripción	Peso individual [kg]	Capacidad	Peso [kg]
Pasajeros sentados	70	43	3 010
Pasajeros parados	70	41	2 870
Conductor	70	1	70
Ayudante	70	1	70
Total = 6 020 kg			

Fuente: Autores

Las cargas muertas son aquellas que van a estar permanentemente sobre la estructura del bastidor como son: la carrocería y los elementos del chasis, en la siguiente tabla se muestra las cargas muertas de una carrocería de bus interprovincial.

Tabla 12. Carrocería de bus interprovincial

Carga muerta	Masa [kg]
Peso de la estructura	1 200
Peso de los asientos	816
Otros	2 070
Total	4 086

Fuente: Carrocerías Alvarado

Para determinar la masa de cada elemento acoplado al bastidor, se toma del manual de carrozado en el cual está la masa de los componentes y se tiene lo siguiente:

Tabla 13. Masa de elementos acoplados al bastidor

Elementos acoplados al bastidor	
Elemento	Masa [kg]
Tanque de combustible	221
Sistema de refrigeración	46
Sistema de escape	82
Set de baterías	56
Sistema eléctrico	44
Control del embrague	6
Control de transmisión	12
Componente del freno de servicio	70
Tubería del freno de servicio	19
Guardabarros	72
Control del motor	4
Dirección	95
Control de dirección	9
Partes finales	33
Motor completo	591
Embrague al costado del motor	68
Unidad principal de transmisión	222
Árbol de transmisión	132
Suspensión frontal	241
Neumático delantero y rueda	196
Eje delantero	267
Freno de rueda frontal	174
Suspensión trasera	349
Neumático y ruedas traseras	391
Eje trasero	271
Freno de ruedas trasero	237
Porta diferencial	134
Aceite diferencial	9
Grasa	3
Masa Total	4 091

Fuente: Manual de carrozado Hino AK8JRSA

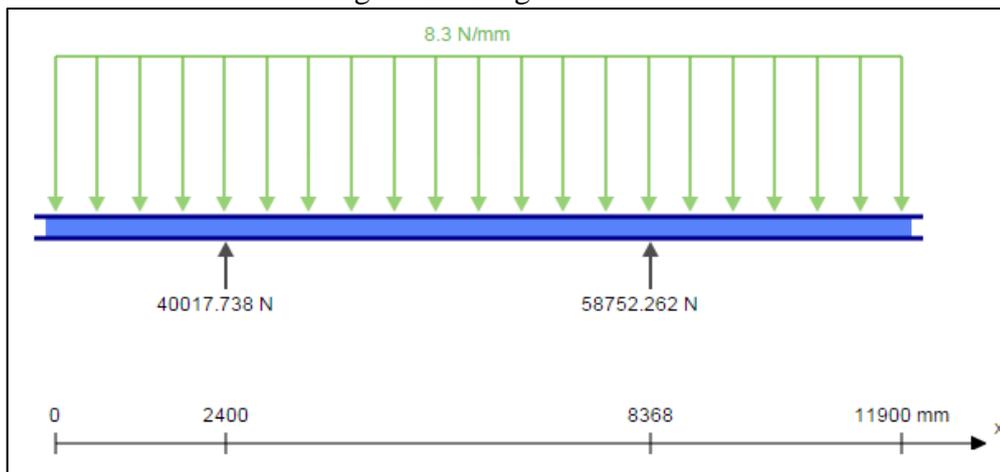
4.2.2 *Cargas en el bastidor según su punto de acción.* El bastidor de un autobús debe ser capaz de soportar la carrocería, pasajeros, carga, y elementos propios del chasis.

Para comprender de mejor manera el punto de acción de estas cargas, se las clasifica en cargas distribuidas y puntuales.

4.2.3 *Cargas distribuidas.* La carga distribuida que soporta el bastidor, comprende el peso de la carrocería, sumados al peso de los pasajeros y equipaje.

En la figura 39 se muestra la carga total distribuida sobre el bastidor, la cual será aplicada sobre los dos largueros, la mitad de la carga distribuida en cada uno.

Figura 39. Carga distribuida



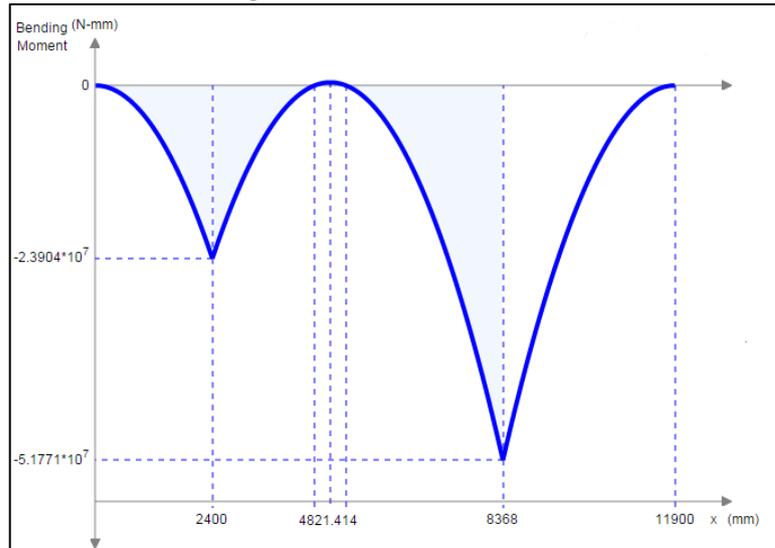
Fuente: Autores.

Figura 40. Diagrama de Fuerza cortante



Fuente: Autores.

Figura 41. Momento flector



Fuente: Autores.

4.2.4 Cargas puntuales. Las cargas puntuales son aquellas que se concentran en un punto determinado del bastidor y no a lo largo de este. Por lo tanto tenemos varias cargas puntuales como son el motor, el tanque de combustible, transmisión, entre otros.

A continuación se detalla los elementos más importantes del chasis y su distribución:

Tabla 14. Cargas Puntuales y Distribuidas que actúan sobre el bastidor

Carga	Peso [kg]	Tipo de carga	Número	Carga [N]
Asientos	32	Distribuida	45	14 126,4
Caja de cambios	222	Distribuida	1	2 177,82
Árbol de propulsión (cardán)	132	Distribuida	2	2 589,84
Estructura de Carrocería	3 270	Distribuida	1	32 078,7
Depósito de combustible	221	Puntual	1	2 168,01
Motor	700	Puntual	1	6 867
Pasajeros	70	Distribuida	84	61 803
Radiador	46	Puntual	1	451,26

Fuente: Autores.

En la tabla 14 no se toman en cuenta la masa de los ejes, diferencial y suspensión del autobús debido a que estas no son masas suspendidas sobre el bastidor.

4.3 Materiales de construcción

En el país se fabrican perfiles de acero ASTM A36, estos son los más utilizados como aceros estructurales.

Las características del acero ASTM A36 se muestran en la siguiente tabla:

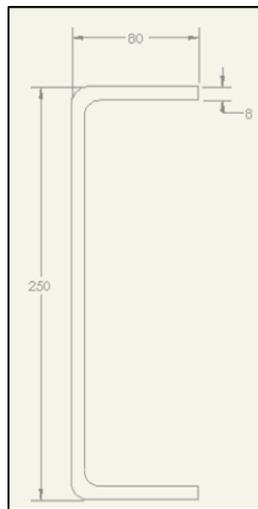
Tabla 15. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

Propiedades mecánicas acero ASTM A36	
Resistencia	Punto de fluencia
370 MPa	235 MPa

Fuente: catálogo DIPAC

Para la fabricación de los largueros se elige el perfil mostrado en la figura 42, el cuál es fabricado por la empresa

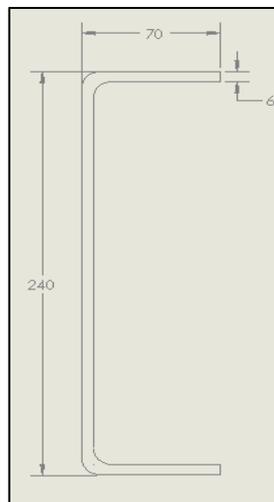
Figura 42. Perfil en U larguero



Fuente: Catálogo Dipac.

Para los travesaños se elige el perfil mostrado a continuación:

Figura 43. Perfil en U travesaño



Fuente: Autores.

4.4 Uniones del bastidor

Un bastidor para vehículo pesado está conformado por dos largueros y varios travesaños, que se unen entre sí mediante pernos o remaches.

Todas las uniones tendrán una resistencia de cálculo tal que la estructura se comporte satisfactoriamente y sea capaz de cumplir todos los requisitos básicos para el cálculo.

En este caso, para las uniones entre elementos del bastidor, se elige uniones empernadas, debido a que en el país no existen remachadoras, por lo que una unión mediante remaches no es viable.

Para la designación de los tornillos si se trata de un tornillo T o M si es ordinario, TC o M si se trata de un tornillo calibrado y TR si el tornillo a designar es de alta resistencia, seguido por el diámetro del vástago en la zona de rosca, la longitud total del vástago, y por último una cifra para indicar la calidad del acero.

4.4.1 Clases de pernos. En la siguiente tabla se ve los valores normales del límite elástico y la resistencia última a la tracción del acero empleado en la construcción de tornillos.

Tabla 16. Propiedades mecánicas de los pernos

Propiedades mecánicas de los pernos							
Clase de perno	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
Límite elástico f_{yb} [N/mm ²]	240	320	300	400	480	640	900
Resistencia a tracción última f_{ub} [N/mm ²]	400	400	500	500	600	800	1 000

Fuente: (EN 1993-1-8, 2005)

Los pernos de clase 8.8 y 10.9 son denominados pernos de alta resistencia, siendo los demás pernos de clase inferior denominados ordinarios. (EN 1993-1-8, 2005)

Coeficientes de minoración del acero estructural para uniones

Para el coeficiente γ_{Mb} se toma los siguientes valores:

γ_{Mb} = resistencia de tornillos = 1,25

γ_{Mf} = resistencia de roblones = 1,25

γ_{Mp} = resistencia de bulones = 1,25

γ_{Ms} = resistencia al deslizamiento = 1,25

Para la unión entre largueros y travesaños es importante realizar los taladros donde no exista demasiado stress, es decir se debe evitar realizar los taladros en los puntos donde existe mayor esfuerzo.

Para realizar el cálculo se necesita conocer los datos mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 17. Especificaciones técnicas del chasis

Especificaciones Técnicas	
Peso bruto vehicular	17 000 kg
Peso chasis	5 000 kg
Longitud total	11 900 mm
Capacidad máxima eje delantero	6 000 kg
Capacidad máxima eje trasero	11 000 kg

Fuente: Autores.

4.5 Cálculos del bastidor y uniones empernadas

Como primer paso se calcula la masa de carga útil que va a soportar el chasis sabiendo que la masa bruta vehicular es de 17 000 kg.

4.5.1 Cálculo de la masa útil del chasis.

$$\text{Masa máxima carga útil} = \text{masa admisible sobre el eje} - \text{tara sobre el eje} \quad (12)$$

Eje delantero:

$$\text{Masa útil} = 6\,000\text{ kg} - 1\,760\text{ kg}$$

$$\text{Masa útil} = 4\,240\text{ kg}$$

Eje posterior:

$$\text{Masa útil} = 11\,000\text{ kg} - 3\,230\text{ kg}$$

$$\text{Masa útil} = 7\,770\text{ kg}$$

$$\text{Masa total de carga útil} = 4\,240\text{ kg} + 7\,770\text{ kg} \quad (13)$$

$$\text{Masa total de carga útil} = 12\,010\text{ kg}$$

4.5.2 Distribución de masa.

Eje Delantero:

La distribución de la masa sin carrocería para el eje delantero es mucho menor al del eje posterior y es el siguiente:

$$m_1 = 1\,760\text{ kg} \rightarrow 36\%$$

Con carrocería:

$$\text{masa del bastidor en el eje delantero } (m_1) = 1\,760\text{ kg}$$

$$\text{masa de la carrocería con pasajeros en el eje delantero } (m_2) = 3\,500\text{ kg}$$

$$m_1 + m_2 = m_t \quad (14)$$

$$m_t = 1\,760\text{ kg} + 3\,500\text{ kg}$$

$$m_t = 5\,260\text{ kg}$$

Eje Posterior:

La masa correspondiente al eje posterior sin carrocería es el siguiente:

$$m_1 = 3\,228\text{ kg} \rightarrow 64\%$$

Con carrocería:

$$\text{masa del bastidor en el eje posterior } (m_1) = 3\,228\text{ kg}$$

$$\text{masa de la carrocería con pasajeros en el eje posterior } (m_2) = 6\,500\text{ kg}$$

$$m_1 + m_2 = m_t$$

$$m_t = 3\,228\text{ kg} + 6\,500\text{ kg}$$

$$m_t = 9\,728\text{ kg}$$

Para los cálculos de carga del bastidor se utiliza el largo total del bastidor el cual se mencionó anteriormente y es el siguiente:

$$\text{Longitud total} = 11\,900\text{ mm}$$

El peso que debe soportar el bastidor depende tanto de la carga útil que se requiere para el diseño y del largo el cual se designó con anterioridad de la siguiente manera:

$$q = \frac{\text{Masa total de carga útil}}{\text{Longitud total}} \quad (15)$$

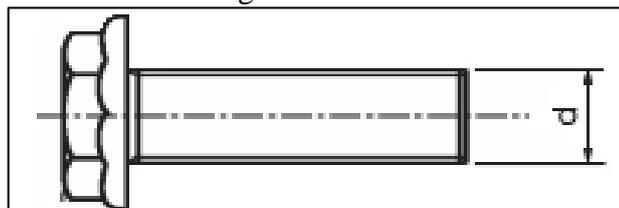
$$q = \frac{12\,010\text{ kg}}{11,9\text{ m}}$$

$$q = 1\,009,24\text{ kg/m}$$

Este peso de 1 009,24 Kg/m, es la carga distribuida máxima sobre los largueros de la estructura del bastidor.

4.5.3 Cálculo de la unión empernada. Es necesario realizar el cálculo de la unión entre los soportes de ballestas y el larguero, para validar la misma. Para las uniones se utiliza el perno M16x40.

Figura 44. Perno



Fuente: Autores.

$$A_s = 157 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi r^2 \quad (16)$$

$$d = 16 \text{ mm}$$

Carga máxima eje delantero:

$$M_{m\acute{a}x} = 6\,000 \text{ kg}$$

$$\downarrow F = 58\,860 \text{ N}$$

Para cada lado:

$$c/u \downarrow F = 29\,430 \text{ N}$$

Como se tiene dos soportes de ballesta (manos) por lado entonces la fuerza ejercida es:

$$c/mano \downarrow F = 14\,715 \text{ N}$$

Como se tiene seis pernos en cada mano o soporte de ballestas, entonces se considera el área nominal de cada perno que es de 157 mm^2 .

Carga máxima eje posterior:

$$M_{m\acute{a}x} = 11\,000 \text{ kg}$$

$$\downarrow F = 107\,910 \text{ N}$$

Para cada lado:

$$c/u \downarrow F = 53\,955 \text{ N}$$

Como se tiene dos manos por lado entonces la fuerza ejercida en cada una es de:

$$c/mano \downarrow F = 26\,977,5 \text{ N}$$

Como se tiene seis pernos en cada mano, cada uno tiene un área nominal de 157 mm².

4.5.3.1 Cálculo unión empernada manos eje delantero

Según la norma EN 1993-1-8, 2005 para verificar una unión empernada debe cumplirse la siguiente condición:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0 \quad (17)$$

$F_{v,Ed}$ = Esfuerzo cortante que en este caso es = 14 715 N

$F_{v,Rd}$ = Resistencia a cortante de la unión para el tipo de perno empleado

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} * A_s * N}{\gamma_{Mb}} \quad (18)$$

Donde:

A_s = área resistente a tracción del perno = 157 mm²

f_{ub} = tensión última a tracción del perno = 329,8 N/mm²

N = número de pernos de la unión = 6

γ_{Mb} = coeficiente parcial de seguridad para uniones = 1,25

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} * A_s * 6}{\gamma_{Mb}}$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * 329,8 \text{ N/mm}^2 * 157 \text{ mm}^2 * 6}{1,25}$$

$$F_{v,Rd} = 149 122,37 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante $F_{v,Ed}$ que actúa sobre la unión en el eje delantero es de 14 715 N que resulta inferior al valor de resistencia $F_{v,Rd}$ que tiene la unión:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0$$

$$\frac{14\,715\text{ N}}{149\,122,37\text{ N}} \leq 1,0$$

$$0,09 \leq 1$$

Por lo tanto la unión empernada en el eje delantero es válida.

Es necesario realizar la comprobación en la unión para que tampoco se produzca el aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno. La resistencia de aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno $F_{b,Rd}$ viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{Mb}} \quad (19)$$

Donde d es el diámetro y es igual a 16 mm, $t = 8$ mm, espesor de la pieza donde se ha practicado el agujero para anclar los pernos y f_u es la resistencia a tracción del acero de la pieza que en este caso es de acero ASTM A36 con resistencia última a la tracción de $f_u = 400\text{ MPa} = 400\text{ N/mm}^2$.

α es el menor valor de:

$$\frac{e_1}{3 \cdot d_o} ; \frac{p_1}{3 \cdot d_o} - \frac{1}{4} ; \frac{f_{ub}}{f_u} ; 1$$

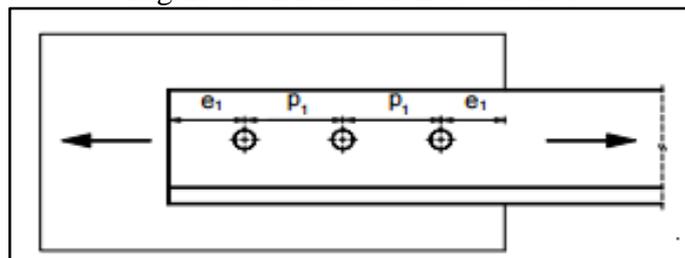
Donde:

e_1 = distancia al borde frontal

p_1 = distancia entre taladros en la dirección del esfuerzo

d_o = diámetro del taladro

Figura 45. Distribución de taladros



Fuente: (EN 1993-1-8, 2005)

Considerando el factor $\gamma_{Mb} = 1,25$ que se usa para uniones empernadas, tenemos el siguiente cálculo:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 * 400 \text{ N/mm}^2 * 16 \text{ mm} * 8 \text{ mm}}{1,25}$$

$$F_{b,Rd} = 102\,400 \text{ N}$$

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0$$

$$\frac{14\,715 \text{ N}}{102\,400 \text{ N}} \leq 1,0$$

$$0,14 \leq 1$$

Por lo tanto la unión empernada en el eje delantero es válida.

4.5.3.2 Cálculo unión empernada manos eje posterior

Para la unión en el eje posterior se comprueba de igual manera que la unión en el eje delantero según la norma EN 1993-1-8, 2005.

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0$$

$F_{v,Ed}$ = Esfuerzo cortante que en este caso es de 26 977,5 N

$F_{v,Rd}$ = Resistencia a cortante de la unión para el tipo de perno empleado

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{Mb}}$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} * A_s * 6}{\gamma_{Mb}}$$

Donde:

$A_s =$ Área resistente a tracción del perno = 157 mm^2

$f_{ub} =$ Tensión última a tracción del perno = $329,8 \text{ N/mm}^2$

$\gamma_{Mb} =$ Coeficiente de seguridad = $1,25$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * 329,8 \text{ N/mm}^2 * 157 \text{ mm}^2 * 6}{1,25}$$

$$F_{v,Rd} = 149\,122,37 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante que actúa sobre la unión entre el perfil en U del larguero y el soporte de ballestas delantero es de $26\,977,5 \text{ N}$ que resulta inferior al valor de resistencia que tiene la unión:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0$$

$$\frac{26\,977,5 \text{ N}}{149\,122,37 \text{ N}} \leq 1,0$$

$$0,18 \leq 1$$

Por lo tanto la unión emperrada en el eje posterior es válida.

Es necesario realizar la comprobación en la unión para que tampoco se produzca el aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno, es decir que no se produzca un aplastamiento en el perfil. La resistencia de aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno $F_{b,Rd}$ viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 * \alpha * f_u * d * t}{\gamma_{Mb}}$$

Donde d es el diámetro del perno igual a $17,66 \text{ mm}$, t es el espesor de la pieza donde se ha practicado el agujero para anclar los pernos que es de 8 mm y f_u es la resistencia a tracción del acero de la pieza que en este caso es de acero ASTM A36 con resistencia última a la tracción de $f_u = 400 \text{ MPa} = 400 \text{ N/mm}^2$.

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 * 1 * 400 \text{ N/mm}^2 * 16 \text{ mm} * 8 \text{ mm}}{1,25}$$

$$F_{b,Rd} = 102\,400 \text{ N}$$

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1,0$$

$$\frac{26\,977,5 \text{ N}}{102\,400 \text{ N}} \leq 1,0$$

$$0,26 \leq 1$$

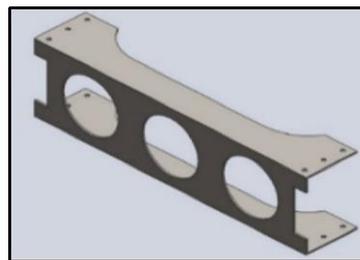
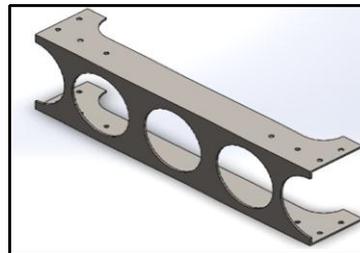
Por lo tanto la unión emperrada en el eje posterior es válida.

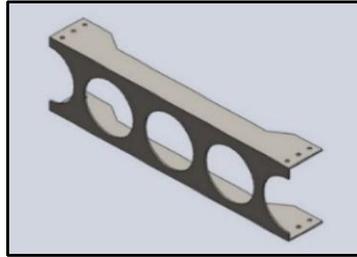
4.6 Modelado del bastidor

Para el modelado del bastidor, se realiza un análisis previo para dimensionar y escoger el perfil para los largueros más adecuado. Se considera también las dimensiones de los chasis para autobús comercializados, además se toma como referencia la norma NTE INEN 1323, 2205 y 1668. El modelado se lo realiza en el programa SolidWorks.

a) Primero se realiza el modelado de los travesaños.

Figura 46. Travesaños

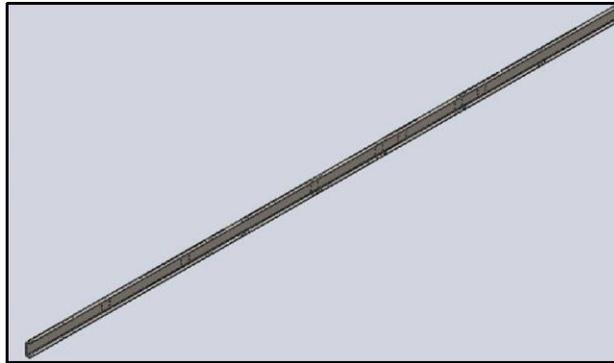




Fuente: Autores.

- b) A continuación se procede al modelado de los largueros como se indica en la siguiente figura:

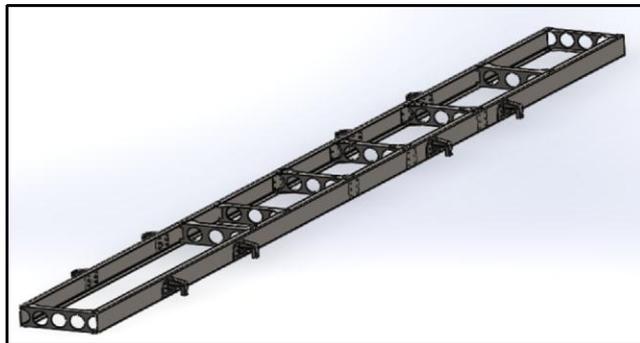
Figura 47. Larguero



Fuente: Autores.

- c) Para finalizar se realiza el ensamblaje entre travesaños y largueros para así obtener el bastidor finalizado como se observa en la siguiente figura:

Figura 48. Bastidor ensamblado



Fuente: Autores.

Nota: Los apoya ballestas vistas en la figura se han dibujado únicamente con el fin de realizar la validación del bastidor, los soporte ballestas a utilizarse están normalizados y se pueden adquirir en el mercado nacional.

4.7 Análisis de la resistencia del bastidor

El bastidor de un bus, representa la columna vertebral estructural del mismo. Su función principal es soportar el peso de los componentes y accesorios como así también la carga útil a transportar. Cuando el vehículo se desplaza por una carretera o un camino sin pavimentar, el chasis está sujeto a vibraciones inducidas y a la excitación producida por los componentes vibrantes montados sobre el mismo, dependiendo de la mayor o menor irregularidad del terreno. En la presente simulación computacional, se realiza el siguiente estudio.

Este estudio incluye el análisis estático de la estructura del chasis, calculando tensiones, desplazamientos y deformaciones, para dos estados de carga. Además se determinarán las fuerzas de reacción en las restricciones (ejes) y se verificará el factor seguridad de la estructura.

Primero se realiza un análisis de tensiones para localizar los puntos críticos, los cuales pueden ser factores que causen una falla por fatiga en los componentes de la estructura. Este trabajo se realiza sobre un modelo hipotético de chasis dejando sentada las bases para el cálculo a posteriori de nuevos diseños.

Para ello se utiliza el software comercial ANSYS que utiliza el método de elementos finitos para las diferentes simulaciones.

4.7.1 Análisis estático. Para realizar el análisis estático del bastidor, se toma en cuenta todas las cargas tanto puntuales como distribuidas que van a estar sobre el mismo. Además de las cargas mencionadas, también se tiene que agregar el peso propio de la estructura y en general todos los elementos que conforman un autobús.

Para análisis en el software ANSYS es necesario conocer las especificaciones de chasis y el material de construcción mostrados en la tabla 18 y 19.

Tabla 18. Especificaciones del chasis

Especificaciones Técnicas	
Peso bruto vehicular	17 000 kg
Peso chasis	5 000 kg
Peso en eje delantero	3 120 kg

Longitud total	11 900 mm
Ancho total (sin carrocería)	2 455 mm
Distancia entre ejes	6 000 mm
Voladizo anterior	2 400 mm
Voladizo posterior	3 500 mm
Capacidad máxima eje delantero	6 000 kg
Capacidad máxima eje trasero	11 000 kg

Fuente: Autores

Tabla 19. Especificaciones del bastidor

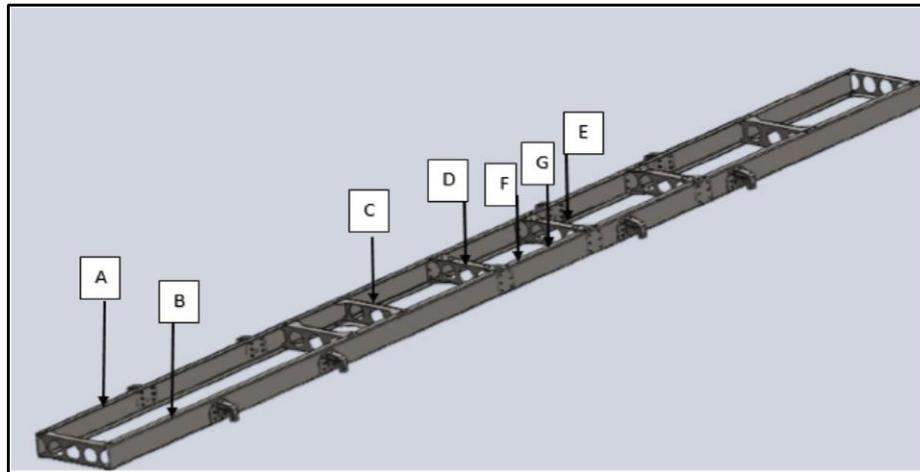
Especificaciones Técnicas	
Material de los largueros	ASTM A36
Material de los travesaños	ASTM A36
Espesor de los largueros	8 mm
Espesor de los travesaños	6 mm
Distancia entre travesaños	Variable
Distancia entre largueros	900 mm

Fuente: Autores.

Distribución de cargas sobre el bastidor

Como primer paso se ingresa las cargas puntuales que se detallan a continuación:

Figura 49. Distribución de cargas puntuales



Fuente: Autores.

Tabla 20. Cargas Puntuales

Cargas Puntuales		
Carga [kg]	Total [kg]	Elemento
A	700	Motor + caja
B		

C	45	135	Árbol de transmisión
D	45		
E	45		
F	110	220	Depósito de combustible
G	110		

Fuente: Autores.

Como segundo paso se ingresa las cargas distribuidas que son el peso de la carrocería más el peso de los pasajeros más el equipaje.

Tabla 21. Carga pasajeros bus urbano

Descripción	Peso Individual [kg]	Capacidad	Peso [kg]
Pasajeros sentados	70	43	3 010
Pasajeros parados	70	41	2 870
Conductor	70	1	70
Ayudante	70	1	70
Total = 6 020 kg			

Fuente: Autores.

En el caso de bus de transporte interprovincial se calcula la carga viva de las bodegas y el peso individual según la norma INEN 1323 un valor de 70 kg por pasajero más 5 kg de equipaje de mano. Para la carga viva de bodegas se considera el volumen de las cajuelas multiplicado por cien como se detalla en la tabla 22.

Tabla 22. Carga de bodegas

Cálculo de la Carga Viva en bodegas				
Especificación	Área [m ²]	Volumen [m ³]	Peso [kg]	Presión [kg/cm ²]
Bodega central lateral izquierda	1,81	1,58	157,77	0,0087
Bodega central lateral derecha	1,81	1,58	157,77	0,0087
Bodega posterior lateral izquierda	0,91	0,79	78,89	0,0087
Bodega posterior lateral derecha	0,91	0,79	78,89	0,0087
Bodega posterior	2,83	4,49	449,00	0,0159
Túnel	4,22	1,17	116,57	0,0028

Fuente: Carrocerías Alvarado

Tabla 23. Carga pasajeros bus interprovincial

Descripción	Peso Individual [kg]	Capacidad	Peso [kg]
Pasajeros sentados	75	45	3 375
Conductor	70	1	70
Ayudante	70	1	70

Bodegas			1 038,9
Total = 4 553, 9 kg			

Fuente: Autores.

Tabla 24. Carga de la carrocería bus interprovincial

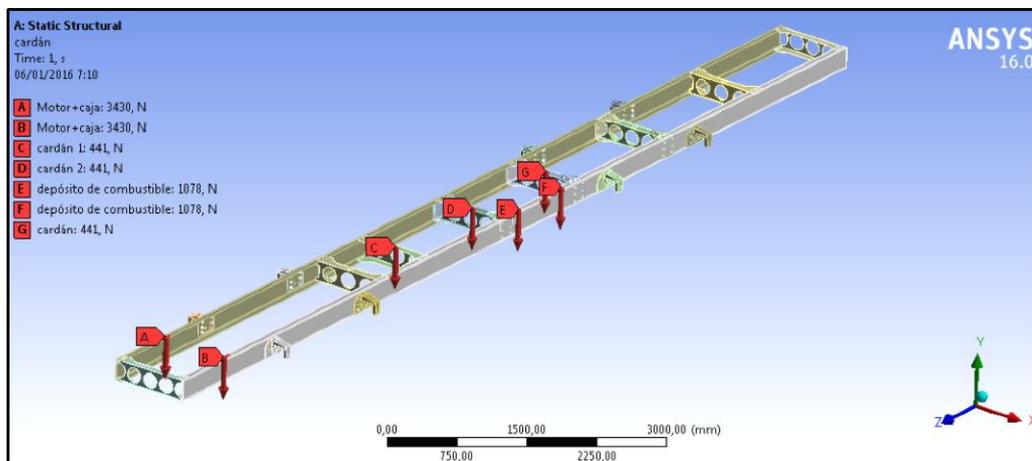
Carga muerta	Peso [kg]
Peso de la estructura	1 200
Peso de los asientos	816
Otros	2 070
Total	4 086

Fuente: Carrocerías Alvarado

Verificación del diseño mediante M.E.F

Para la verificación por el método de elementos finitos se introduce todas las cargas vivas y muertas, considerando el punto de acción de las mismas, es decir su ubicación y si es una carga puntual o que se va a distribuir a lo largo del bastidor.

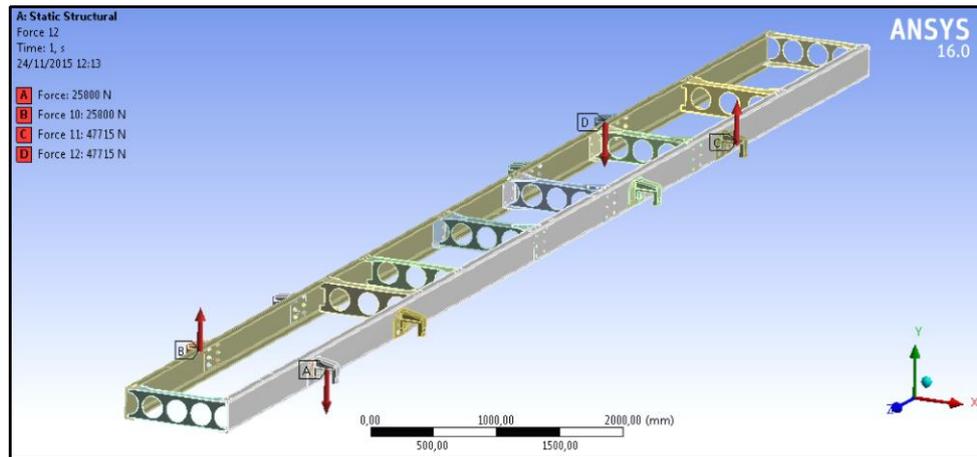
Figura 50. Cargas puntuales sobre el bastidor en Ansys



Fuente: Autores.

Para realizar el cálculo de torsión sobre el bastidor se aplica las cargas de reacción de cada rueda intercalando el sentido de las mismas lo cual produce el efecto torsor generado de la siguiente manera como se indica en la figura:

Figura 51. Cargas aplicadas para torsión



Fuente: Autores.

A continuación se procede a realizar el cálculo para obtener las fuerzas de reacción en cada neumático de la siguiente manera:

Cálculo para el eje delantero:

$$\text{Masa sobre el eje delantero (m)} = 5\,260\text{ kg}$$

Para cada rueda del eje delantero se tiene:

$$m = \frac{5\,260\text{ kg}}{2} = 2\,630\text{ kg}$$

La fuerza es:

$$F = mg \tag{20}$$

$$F = 2\,630\text{ kg} \times 9,8\text{ m/s}^2$$

$$F = 25\,800\text{ N}$$

Cálculo para el eje posterior:

$$\text{Masa sobre el eje posterior (m)} = 9\,728\text{ kg}$$

Para cada rueda del eje posterior se tiene:

$$m = \frac{9\,728\text{ kg}}{2} = 4\,864\text{ kg}$$

La fuerza es:

$$F = mg$$

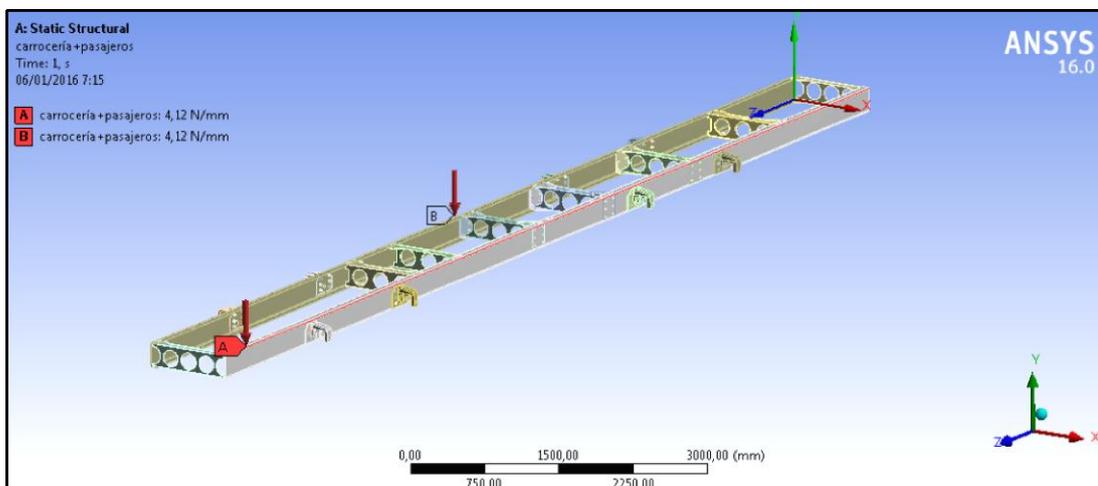
$$F = 4\,864\text{ kg} \times 9,8\text{ m/s}^2$$

$$F = 47\,715\text{ N}$$

Las fuerzas A y B de 25 800 N corresponden a la reacción en cada una de las ruedas en el eje delantero, mientras que las fuerzas C y D de 47 715 N corresponden a las cargas a cada lado del eje posterior.

Las cargas distribuidas de la carrocería y los pasajeros se muestran en la figura 51.

Figura 52. Carga distribuida



Fuente: Autores.

Para la carga distribuida producida por la carrocería y los pasajeros se realizan los cálculos a partir de la siguiente tabla.

Tabla 25. Carga distribuida para Ansys

Elemento	Cantidad	Carga [kg]	Carga [N]
Estructura de la Carrocería	1	3 270	32 078,7
Asientos	43	795,5	7 803,7
Pasajeros	84	5 880	57 682,8

Conductor + ayudante	2	140	1 373,4
			98 938,6

Fuente: Autores

Se toma como dato:

$$Carga = 98\,938,6\,N$$

Para cada larguero se tiene:

$$q = \frac{Carga}{2}$$

$$q = 49\,469,375\,N$$

Como cada larguero tiene una longitud de 11 900 mm entonces se tiene:

$$Q = \frac{q}{L} \tag{21}$$

Donde:

q: es la carga para cada larguero

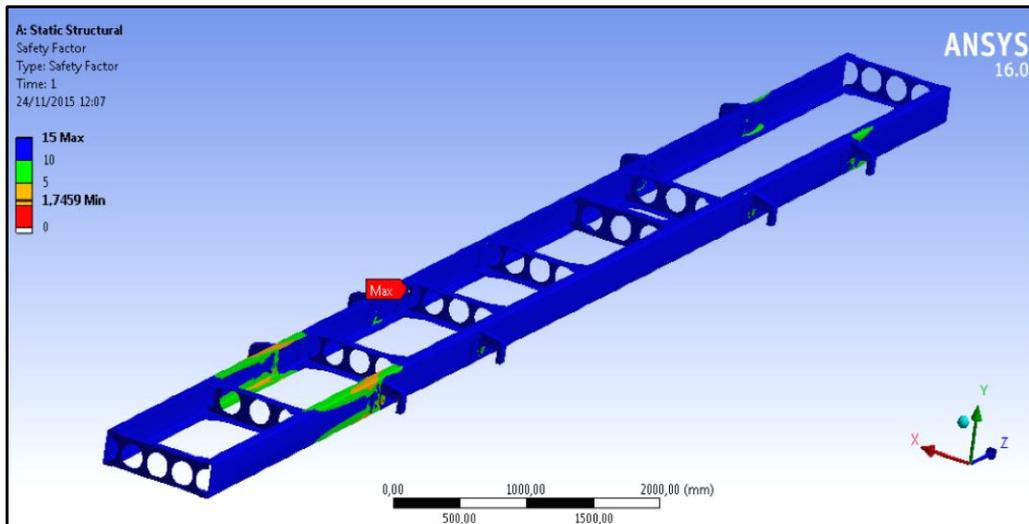
L: es la longitud del larguero

$$Q = \frac{49\,469,37\,N}{11\,900\,mm}$$

$$Q = 4,16\,N/mm$$

Una vez ingresadas todas las cargas tanto puntuales como distribuidas, se procede a la resolución en el programa Ansys 16.0. El factor de seguridad realizado para un bastidor de bus urbano nos da un factor de seguridad de 1,7.

Figura 53. Factor de seguridad



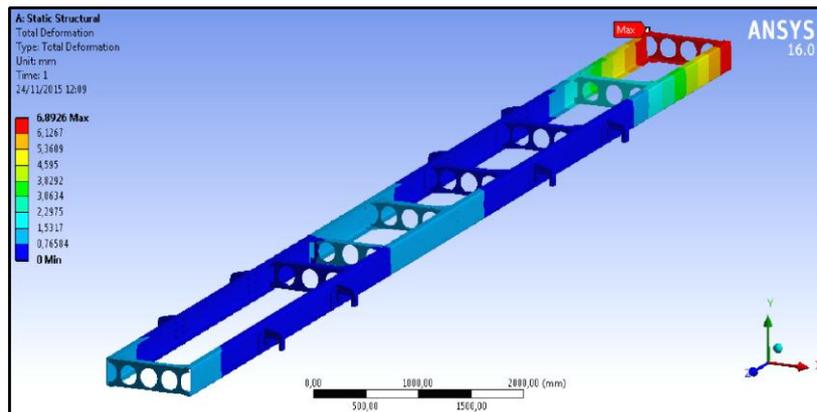
Fuente: Autores.

Máxima deformación

Como resultado del análisis se puede observar que la zona que sufre mayor deformación se ubica en el voladizo posterior, detrás del soporte de ballestas.

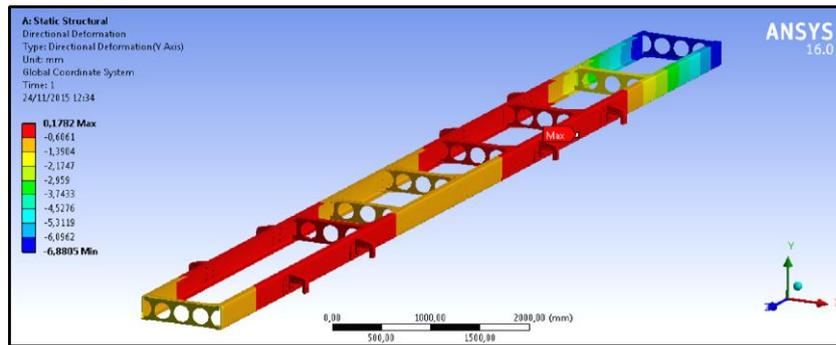
Como se puede ver en la siguiente figura la deformación máxima obtenida es de 6,8 mm.

Figura 54. Deformación máxima



Fuente: Autores.

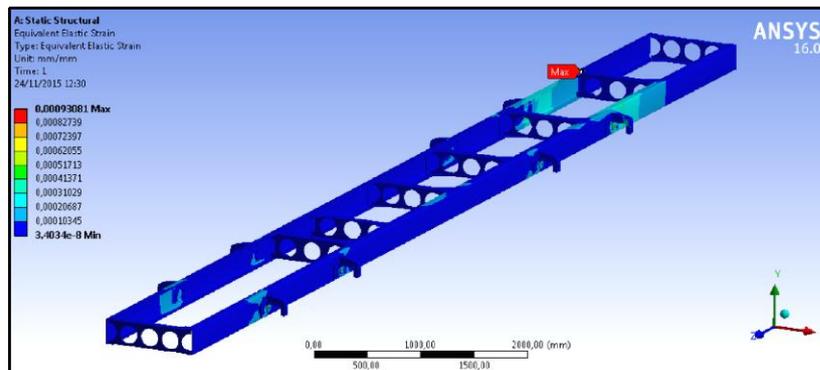
Figura 55. La deformación direccional en el eje Y



Fuente: Autores.

Las zonas más críticas se encuentran detrás del eje posterior, y, detrás de la ubicación del motor del autobús.

Figura 56. Zonas críticas



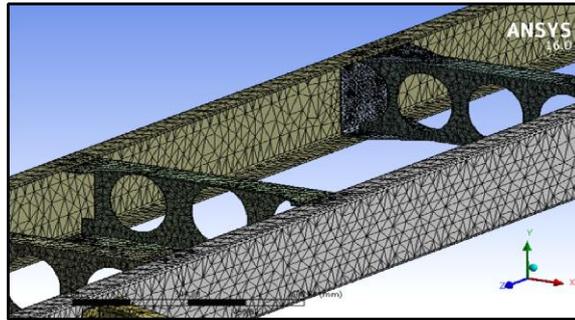
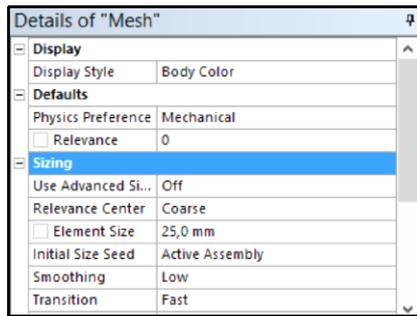
Fuente: Autores.

Nota: Los resultados mostrados anteriormente se realizaron con una malla de 250 mm.

Convergencia de resultados

La convergencia de resultados se realiza comparando los resultados obtenidos entre un análisis con un tamaño de malla y otro con un tamaño diferente hasta llegar a la malla que no presenta una mayor variación de los resultados. Por esta razón se realiza otro mallado con la finalidad de comparar los datos obtenidos. Se realizó un mallado de 25 mm quedando como se muestra la figura:

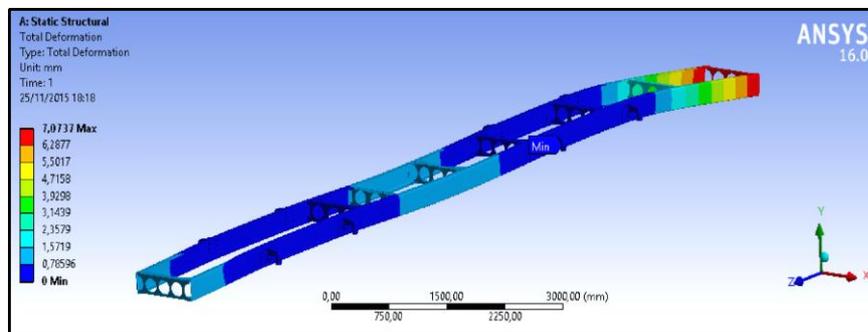
Figura 57. Mallado en Ansys



Fuente: Autores.

La deformación total obtenida es de 7 mm, y se muestra en la siguiente figura:

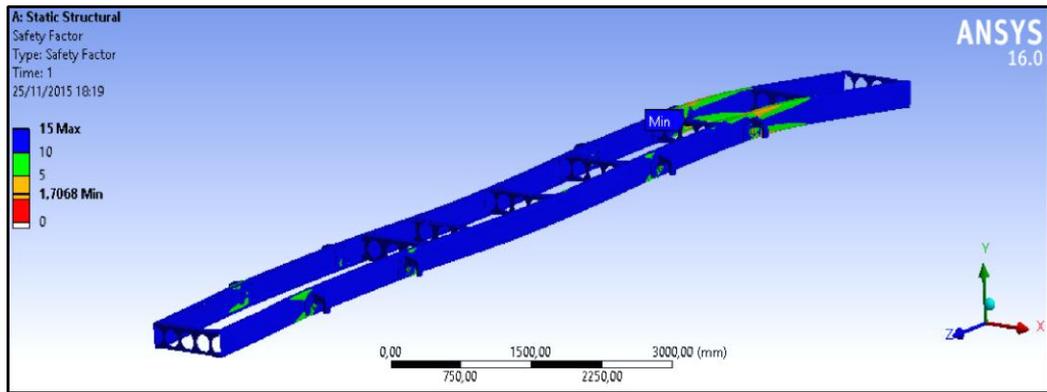
Figura 58. Deformación total



Fuente: Autores.

El factor de seguridad tiene un valor de 1,7 y se muestra en la siguiente figura:

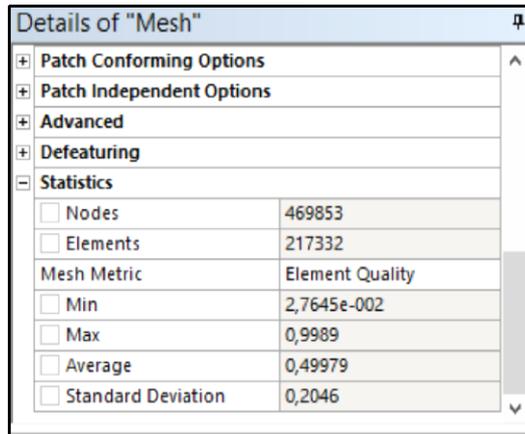
Figura 59. Factor de seguridad



Fuente: Autores.

La calidad de la malla usada en ANSYS se muestra a continuación en la figura 59.

Figura 60. Calidad de malla

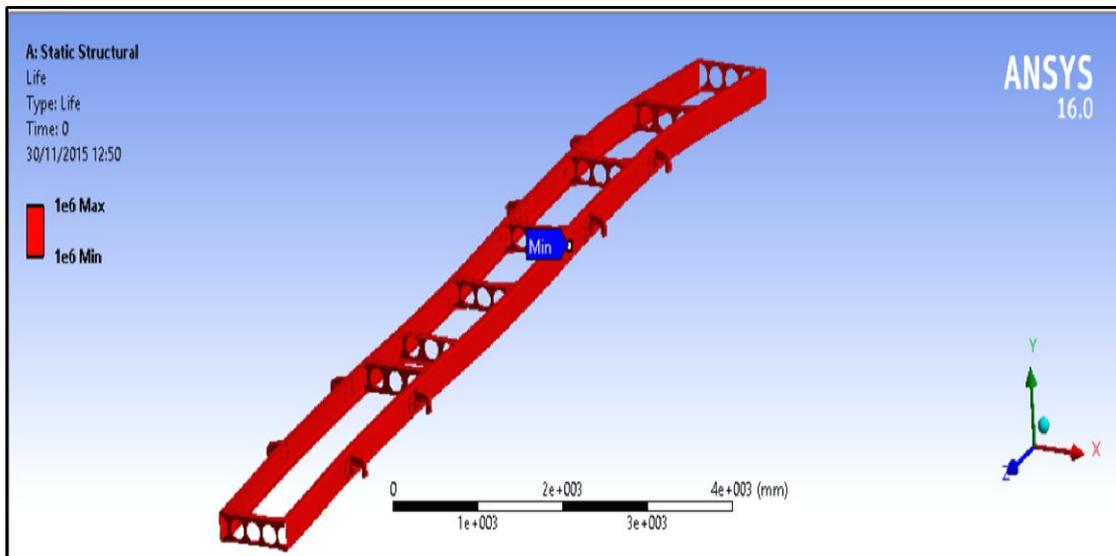


Fuente: Autores.

A continuación se verifica los ciclos de vida del bastidor y los resultados se muestran en

la siguiente figura 60.

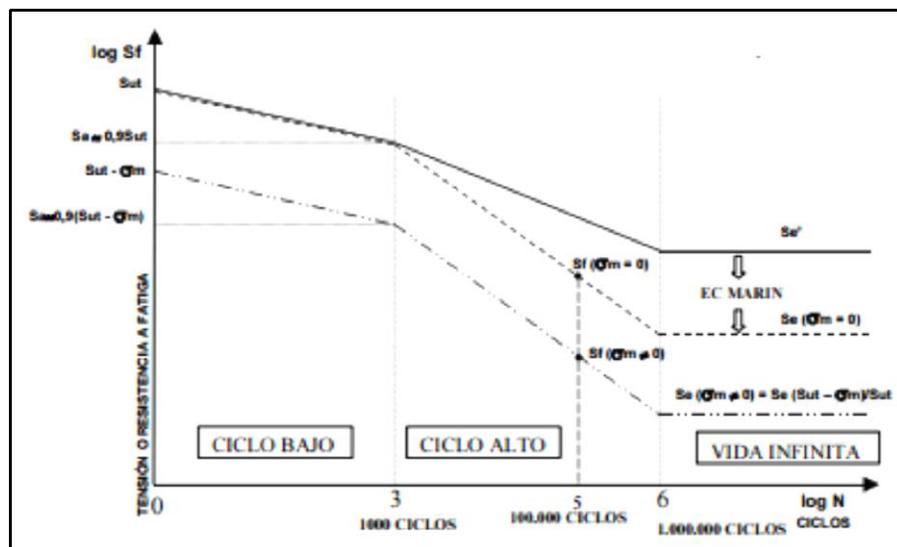
Figura 61. Ciclo de Vida



Fuente: Autores.

De acuerdo al diagrama de fatiga de Goodman se tiene que para 1 000 000 de ciclos se considera una vida infinita como se muestra en la siguiente figura:

Figura 62. Diagrama de fatiga de Goodman

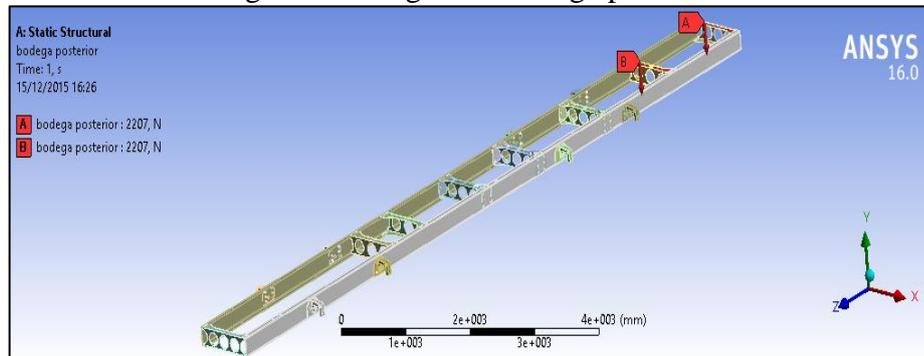


Fuente: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-de-maquinas/material-de-estudio/fatiga_transparencias.pdf

Para el caso de bus interprovincial se añade la carga viva de las bodegas, siendo la carga más crítica la que se ubica en la parte posterior, la cual es de 449 kg.

Para la verificación en Ansys se ubica esta carga sobre los dos travesaños de la parte posterior.

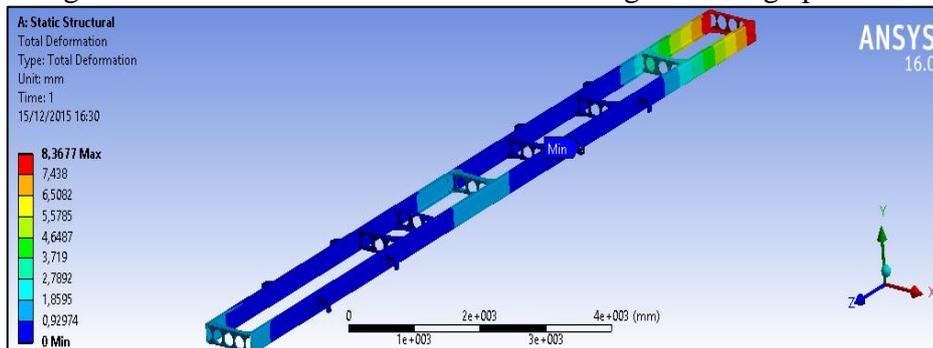
Figura 63. Carga viva bodega posterior



Fuente: Autores

Debido a la ubicación de la carga viva de la bodega posterior tenemos una deformación máxima de 8,37 mm como se muestra en la siguiente figura.

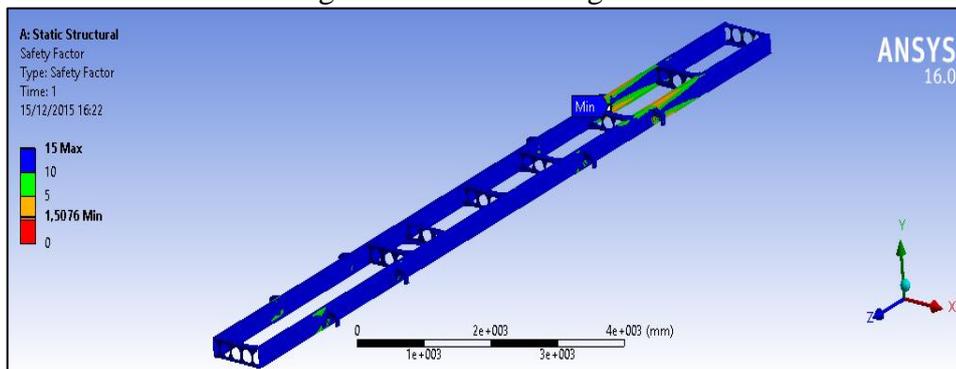
Figura 64. Deformación máxima debido a carga en bodega posterior



Fuente: Autores

El factor de seguridad disminuye a 1,5 como se muestra en la figura a continuación.

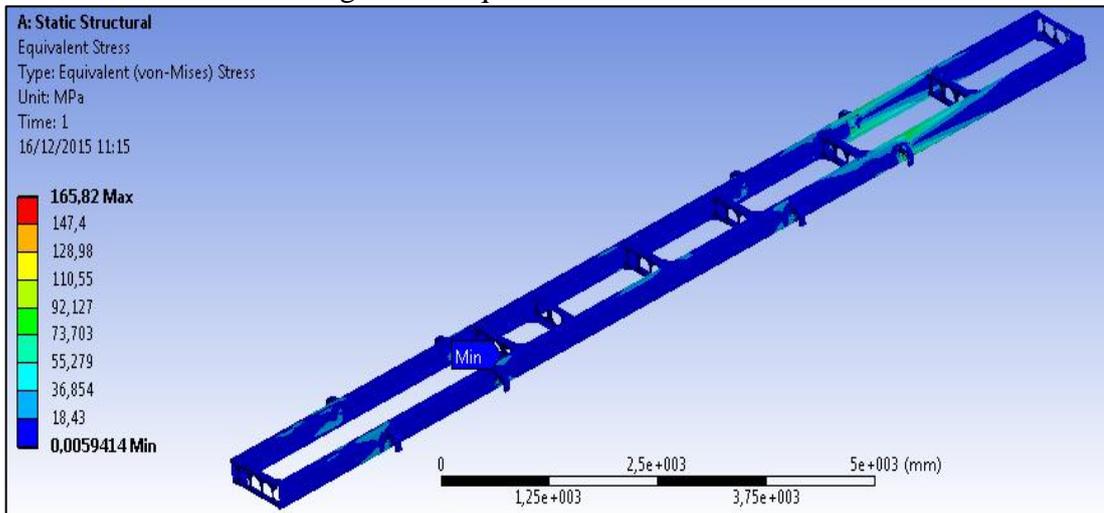
Figura 65. Factor de seguridad



Fuente: Autores

El valor de tensión de Von Mises se toma para el menor coeficiente de seguridad que de 1,5 nos da un valor de 165 MPa.

Figura 66. Equivalente de Von Mises



Fuente: Autores

4.8 Elementos acoplados al bastidor

4.8.1 Suspensión. Existen dos tipos de suspensiones que pueden ser utilizadas y son las siguientes: suspensión mecánica y la suspensión neumática.

4.8.1.1 Suspensión mecánica. Su principal elemento es el muelle formado por hojas de acero con elevada resistencia a la flexión.

Consta de una hoja principal cuyos extremos tienen un ojillo donde se inserta el buje que puede ser de hule o de bronce. La segunda hoja abraza a la principal, y las demás son de menor longitud, dependiendo de la capacidad del vehículo. Las hojas se unen entre sí mediante un tornillo llamado pitón.

Este tipo de suspensión es comúnmente usada en camiones, tracto camiones y autobuses.

El mantenimiento y reparación del sistema de suspensión con ballestas, es más barato y sencillo que el sistema de suspensión neumática. En el país al tener una geografía muy irregular, las carreteras exigen demasiado a los sistemas de suspensión, por esta razón pese a ser más rígida que la neumática, es usada en la mayoría de autobuses de

transporte de pasajeros.

Figura 67. Suspensión mecánica



Fuente: http://www.carschile.cl/Sistemas_Suspension.aspx

4.8.1.2 Suspensión neumática. Es muy utilizada en autobuses de larga distancia, este tipo de suspensión garantiza una conducción suave y disminución de daños en la cinta asfáltica.

Entre los principales elementos de los que consta están: las cámaras o fuelles, válvula niveladora y líneas de aire.

Mediante el aire comprimido que está en las cámaras o fuelles se absorbe las irregularidades del terreno, la presión es ajustada por una válvula reguladora y cuenta con amortiguadores que evitan el efecto de rebote.

Figura 68. Suspensión neumática



Fuente: <http://www.hendrickson-intl.com/PartsAndService/Trailer/SURELOK>

La suspensión mecánica tiene un precio menor al de la suspensión neumática, por lo que el bastidor para autobús tiene soportes de ballestas.

4.8.2 Motor. Los vehículos pesados como buses y camiones utilizan el motor diésel para ser impulsados, debido a que la fuerza que nos proporciona es mayor que la de un motor alimentado por gasolina.

Figura 69. Motor diésel

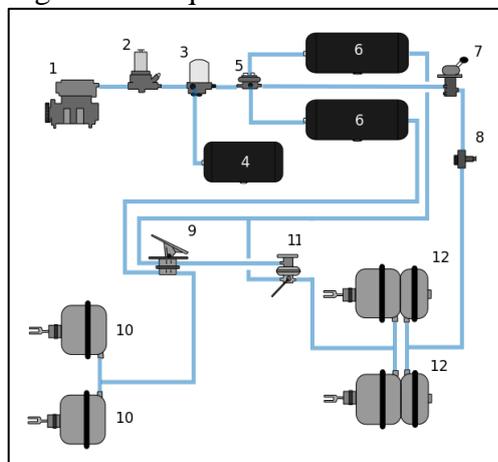


Fuente: <http://contenido-del-blog.blogspot.com/2010/07/motor-diesel-o-ciclo-diesel.html>

4.8.3 Sistema de Frenos. El sistema de frenos para un vehículo que va a ser destinado al servicio de transporte de pasajeros, es 100 por ciento neumático.

Este sistema de frenos es más seguro que el sistema de frenos hidráulicos y sistema de frenos mixto. El sistema de frenos neumático ofrece la ventaja de bloquearse cuando la presión del aire es muy baja. El circuito neumático, necesita depósitos de almacenamiento de aire comprimido, válvulas y actuadores como se muestra en la figura.

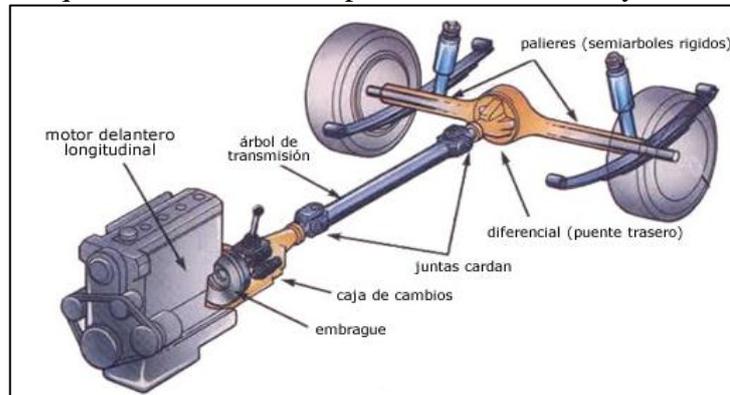
Figura 70. Esquema frenos neumáticos



Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Freno_neum%C3%A1tico#/media/File:Paineilmajarut.svg

4.8.4 Transmisión. La configuración de la transmisión del autobús normalmente es con un motor delantero longitudinal, caja de cambios, árbol de transmisión y diferencial como se muestra en la figura a continuación.

Figura 71. Esquema de transmisión para motor delantero y tracción posterior



<http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

CAPÍTULO V

5. ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

En el país no se construyen bastidores para vehículos pesados, por esta razón se ha realizado un estudio, para determinar si su diseño y construcción es factible.

Debido a que la maquinaria necesaria para ensamblar un chasis para autobús es demasiado costosa, por esa razón para el análisis de costos se tomará como referencia el precio de ensamblado de chasis de Teojama Comercial.

Las principales limitaciones de diseño de un bastidor son:

- Falta de remachadoras para la unión entre largueros y travesaños.
- No existe variedad en la producción de perfiles en U con un espesor mayor a cinco mm y de doce m de longitud.

Para realizar el estudio de factibilidad, se ha dividido en tres partes, con la finalidad de cubrir los tres aspectos fundamentales en un proyecto que son el estudio de mercado, el análisis técnico y análisis de costos.

5.1 Estudio de mercado

Para la realización del estudio de mercado se necesita información sobre la oferta y demanda existente.

En el país se tiene una oferta de diferentes tipos de chasis como son los de la marca Hino, Volkswagen, Mercedes Benz, entre otros. En el mercado encontramos también autobuses Yutong, Hyundai y Faw, los cuales llegan totalmente armados.

Las características técnicas del chasis van a determinar el servicio al cual va a ser destinado. A continuación se tiene los chasis homologados en el país, la capacidad de pasajeros y el servicio de transporte al cuál van a ser destinados:

Tabla 26. Chasis homologados para transporte de pasajeros

STARMOTORS	Mercedez Benz	OF 1721	52	Chasis	80 pasajeros	Urbano
					45 pasajeros	Interprovincial Intraprovincial
		OF 1721	59		90 pasajeros	Urbano
					45 pasajeros	Interprovincial Intraprovincial
		OF 1730	59		90 pasajeros	Urbano
					45 pasajeros	Interprovincial Intraprovincial
CAMIONES Y BUSES DEL ECUADOR	Scania	K380	B4 X2	45 pasajeros	Interprovincial Intraprovincial	
GRUPO MAVESA	Hino	AK 8JRSA		80 pasajeros	Urbano	
				45 pasajeros	Interprovincial Intraprovincial	

Fuente: Agencia Nacional de Tránsito

Tabla 27. Vehículos importados para el transporte de pasajeros

ECUAYUTONG	Yutong	ZK	6119H	Bus carrozado	45 pasajeros	Interprovincial
			6129 H Extendido			
		LCK	6100HB	Bus carrozado	45 pasajeros	Interprovincial
			6107H			
6115H						
MECANOSOLVERS	Golden Dragon	XML6125J53	C6960H	Bus carrozado	45 pasajeros	Interprovincial
			C6113			
AUTO MEKANO	Higer	KLQ	6119E3	Bus carrozado	45 pasajeros	Interprovincial
			6125B			
			6796AE3			

Fuente: Agencia Nacional de Tránsito

5.1.1 *Análisis de comercialización de chasis para bus en el país.* El organismo encargado de contabilizar las ventas de vehículos en el país es la AEADE (Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador).

La venta de chasis para autobuses en el año 2014 fue de 1 124 unidades, de las cuáles 842 unidades fueron de la marca Hino, siendo esta marca la que tiene mayor cuota de mercado en el país. A continuación se detallan los datos de las ventas de autobuses en el 2014. (AEADE, 2014)

Tabla 28. Venta de autobuses en el 2014

Marca	Modelo	Unidades
Hino	AK8JRSA	842
Hyundai	Country	196
Volkswagen	17210 OD	30
Yutong	ZK6129HE	30
Faw	CA644DA45	26
Total		1 124

Fuente: (AEADE, 2014)

En el país existen gran variedad de empresas carroceras, las cuáles venden alrededor de 2 736 carrocerías nuevas como se detalla a continuación.

Tabla 29. Producción anual de carrocerías

Empresa	Número de carrocerías producidas por año	Porcentaje de participación en el mercado
BUSCARS	120	4,39%
CEPEDA	300	10,96%
DAV MOTOR	120	4,39%
IMCE	372	13,60%
MEGABUSS	192	7,02%
PILLAPA	192	7,02%
MIRAL	264	9,65%
MONCAYO	132	4,82%
PATRICIO CEPEDA	192	7,02%
AMBATOUR	72	2,63%
IMPA	84	3,07%
MANBUSS	72	2,63%
OLYMPICA	60	2,19%
Otros	564	20,61%
Total	2 736	100,00%

Fuente: Autores.

5.1.2 *Disponibilidad de material fabricado en el país.* En el país, la empresa Novacero S.A fabrica perfiles los cuales poseen las siguientes características:

Tabla 30. Perfiles en U

Perfiles U	
Calidad	ASTM A36
Largo normal	6 m
Acabado	Natural

Fuente: Catálogo DIPAC

5.2 Análisis Técnico

El diseño de un bastidor para autobús en nuestro país es posible a través de software especializado, por lo que con estas herramientas se puede realizar el modelado y la validación del mismo.

5.2.1 *Construcción de largueros.* Para la construcción de los largueros tenemos dos opciones que son:

- Unir dos perfiles en U de seis metros de longitud, mediante una junta mixta (soldada y empernada).
- La segunda opción es realizar un pedido a las empresas fabricantes de perfiles en el país para que se construyan los largueros de doce metros de longitud, sin embargo esto implicaría el incremento del valor de la materia prima.

5.2.2 *Construcción de travesaños.* Se realizará la construcción de travesaños a partir de perfiles en U de seis metros, por lo que se maquinan los perfiles para obtener los travesaños finales.

5.2.3 *Ensamblado de chasis para autobús en el país.* En el país se tiene una empresa que se encarga del ensamblaje de vehículos pesados de la marca Hino. La empresa Teojama Comercial, cuenta con una planta donde se realiza el ensamblado del chasis Hino AK8JRSA. El proceso de ensamblado que se lleva a cabo en la empresa es el siguiente:

Figura 72. Primera Etapa



Fuente: Teojama Comercial

- Abrir cajas CKD
- Repartición de piezas etapas
- Colocar los neumáticos en los ejes
- Preparar bastidores

Figura 73. Segunda Etapa



Fuente: Teojama Comercial

- Colocar paquetes delanteros y posteriores
- Colocar soporte y caja de dirección
- Colocar soportes tanque de combustible
- Montar el bastidor sobre los ejes
- Colocar abrazaderas en los paquetes de resorte
- Colocar faros posteriores
- Colocar Sistema de suspensión

Figura 74. Tercera Etapa



Fuente: Teojama Comercial

- Colocar tanque de combustible
- Colocar sistema de combustible

- Colocar arnés eléctrico de faros posteriores
- Colocar sistema ABS frenos
- Colocar sistema de mangueras de frenos neumáticos
- Colocar tanque de freno de aire
- Colocar válvulas relay de frenos
- Colocar depósito de aceite hidráulico dirección
- Colocar bocinas

Figura 75. Cuarta Etapa



Fuente: Teojama Comercial

- Colocar la transmisión en el motor
- Llenar aceite en la transmisión
- Montar motor y transmisión
- Montar radiador de refrigerante e intercooler
- Colocar ejes propulsores (cardanes)
- Colocar sistema de gases de escape del motor
- Colocar sistema de admisión de aire
- Colocar cables control de transmisión

Figura 76. Quinta Etapa



Fuente: Teojama Comercial

- Colocar piso y soporte de tablero
- Colocar columna de la dirección
- Colocar pedales de embrague y frenos
- Colocar baterías
- Programar y controlar ECU
- Registrar número de chasis y motor
- Poner refrigerante y combustible
- Poner aceite dirección hidráulico
- Purgar sistema de combustible y dirección
- Encender motor

5.3 Análisis de Costos

Para la fabricación de un bastidor, se toma en cuenta el precio de los perfiles, pernos y mano de obra para ensamblar el mismo. Para el análisis de costos se toma en cuenta también el precio de los elementos acoplados al bastidor. El fabricante con mayores ventas de chasis para autobús es Hino, por esa razón sus partes y piezas son más fáciles de conseguir que los repuestos de otras marcas de vehículos pesados y sus precios son más convenientes.

5.3.1 Costo de la materia prima para fabricar el bastidor. En el país la mayor parte de perfiles se fabrican de acero ASTM A36.

A continuación se detalla el precio de cada uno de los perfiles para los largueros y travesaños así como los elementos necesarios para las uniones.

Tabla 31. Costo de materia prima

Cantidad	Descripción	Valor unitario [Usd]	Valor total [Usd]
4	Perfil U 250x80x8 (Largueros)	132,00	528
2	Perfil U 234x70x6 (Travesaños)	92,00	184
156	Pernos de acero M12	1,25	195
48	Pernos de acero M16	1,75	84
204	Arandelas de presión	0,25	60
Total			1 051

Fuente: Autores.

5.3.2 Costo de los elementos acoplados al bastidor. En el país se fabrican pocas partes y piezas automotrices, por lo que el mayor costo va a implicar la importación de todos los elementos normalizados del chasis. En la industria automotriz del país se fabrican suspensiones mecánicas, neumáticos, aros y baterías.

Para el análisis de costos se recurrió a los valores proporcionados por la empresa Grupo Mavesa que importa autopartes de vehículos pesados, en este caso de partes y piezas de la marca Hino.

El valor de los elementos que conforman el chasis, excepto el bastidor es de 68 238 dólares. Por lo tanto el coste de los elementos normalizados es el mayor.

Tabla 32. Costos de los elementos del chasis

Cantidad	Elemento	Valor Unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Block	7 656	7 656
1	Cabezote	2 159	2 159
1	Cigüeñal	2 758	2 758
1	Kit motor	2 676	2 676
1	Caja de transmisión	17 500	17 500
1	Diferencial, cono, corona	9 665	9 665
1	Tablero de instrumentos	665	665
1	ECU (Computadora)	1 960	1 960
1	Bombona	1 254	1 254
1	Cajetín	4 454	4 454
1	Columna de dirección	550	550
1	Turbo	1 048	1 048
1	Frontal	2 460	2 460
1	Cardán Delantero	1 980	1 980
1	Cardán Posterior	2 048	2 048
1	Radiador	1 959	1 959
4	Válvulas de freno	198	792
1	Ventilador	344	344
2	Pulmón Delantero	262	524
2	Pulmón Posterior	753	1 506
8	Soporte de ballesta	180	1 440
2	Suspensión posterior	650	1 300
2	Suspensión delantera	500	1 000
1	Sistema de cañerías frenos neumáticos	200	200
6	Neumáticos 295/80 R 22.5	390	2 340
6	Aros R 22.5	110	660
2	Batería	170	340
Total			71 738

Fuente: Grupo MAVESA

5.3.3 *Costo de la mano de obra.* Para los costos de mano de obra de ensamblado se toma como dato el valor cobrado por la empresa Teojama Comercial que es de 1 200 dólares americanos.

5.3.4 *Costo total.* En la siguiente tabla se muestra los gastos totales para la fabricación y ensamblaje del chasis:

Tabla 33. Costos totales

Descripción	Costo [Usd]
Materia prima bastidor	1 051
Mano de obra para construcción del bastidor	1 500
Elementos normalizados del chasis	71 738
Mano de obra para ensamblaje	1 200
TOTAL	75 489

Fuente: Autores.

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se concluyó que los materiales usados para estructuras de bastidores de vehículos pesados deben ser aceros con un mínimo de 200 MPa de límite de fluencia, ya que si tenemos materiales de menor resistencia, tendremos que usar perfiles con espesores muy grandes que harán que la estructura del bastidor sea demasiado pesada.

El diseño que se realizó mediante las herramientas de software, permitió modelar un bastidor para autobús el cuál ofrecerá un rápido ensamblaje de los elementos que conforman el chasis y la facilidad de carrozado.

La verificación del diseño realizada por análisis estático en ANSYS mostró una deflexión máxima de 7 mm y un coeficiente de seguridad mínimo de 1,7 para bus urbano, mientras en el análisis para bus interprovincial se obtuvo un factor de seguridad de 1,5 y una deformación máxima de 8,37 mm.

En el estudio de factibilidad se pudo determinar que la construcción de los travesaños del bastidor es viable, sin embargo para los largueros se necesita utilizar un perfil de doce metros lo cual a nivel nacional no se fabrica y debido a esto se utilizarían dos perfiles de seis metros, mediante una junta soldada y empernada, la cual deberá ser analizada para determinar el proceso de soldadura a utilizar y si ésta junta va a soportar los esfuerzos producidos, debido que en vehículos pesados no se usan juntas soldadas en los bastidores debido a las vibraciones producidas por el funcionamiento del vehículo.

6.2 Recomendaciones

Se recomienda implementar un laboratorio de computación mejor equipado con software y hardware actualizado para cumplir con los requerimientos necesarios para un análisis dinámico del chasis con el fin de tener una idea precisa del comportamiento.

Es importante tomar en cuenta todas las cargas ya sean puntuales o distribuidas dentro del análisis por MEF. Se debe también realizar una convergencia de resultados verificando la calidad de la malla y su resolución.

Para el montaje de la carrocería sobre el bastidor se recomienda no realizar taladros en las zonas críticas especificadas en el capítulo V.

Se recomienda realizar un estudio de la junta para realizar la unión de los perfiles en U de los largueros.

BIBLIOGRAFÍA

AEADE. 2014. 2014.

ANANDRAJ, H. 1995. Stress analysis of light commercial vehicle chassis by FEM. *Stress analysis of light commercial vehicle chassis by FEM*. [Online] 1995. [Cited: marzo 25, 2015.] www.stressanalysisofheavydutytruck.uk.

HINO, Motors. 2002. *Manual de montaje de carrocerías*. Tokio : s.n., 2002.

MÉNDEZ, Ernesto. *ingemecanica. ingemecanica*. [Online] Revista electrónica. Electronical Journal. ISSN 1815-5944. www.ingenieriamecanica.cujae.edu.cu.

MOTT, Robert L. 2009. *Resistencia de materiales*. Buenos Aires : Pearson Prentice Hall, 2009.

PÉREZ, Ivan. 2008. *ingemecánica. ingemecánica*. [Online] 2008. [Cited: mayo 15, 2015.] www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html.

ROBERTSON, Jonh. 2002. An introduction to modern vehicle design. *chassis design*. Oxford : s.n., 2002.

SHIGLEY, Edward. 2004. *Diseño en Ingeniería Mecánica. Diseño en Ingeniería Mecánica*. Michigan : Mc Graw - Hill, 2004.

EN 1993-1-8. 2005. Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-8: Design of joints.