



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño Asistido por Computadora de una Plataforma Cama Baja
de Cuello Desmontable con Capacidad de 45 Toneladas usando
los Programas SAP2000® y ANSYS®”

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

Presentada por:

Gonzalo Xavier Sotomayor Venegas

Manuel Alejandro Padilla Nieto

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2013

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Ernesto Martínez por su grata acogida en lo que representa a nosotros los estudiantes una gran experiencia e invaluable colaboración para la realización de este trabajo. Al Ing. Ángel Chango por su valiosa colaboración.

DEDICATORIA

A Dios, a mis padres, a mis hermanos por el apoyo recibido durante mi formación profesional en especial a mi madre por brindarme su mano en las derrotas y logros de mi vida, haciendo de este triunfo más suyo que mío por la forma que guio mi vida con amor y energía. A Roxana por el apoyo y el amor brindado.

Gonzalo Xavier Sotomayor Venegas

A Dios, a mis padres por el apoyo, cariño y comprensión que desde niño me han brindado por guiar mi camino y cumplir con mis metas. A mis hermanos y aquellas personas que me alentaron siempre.

Manuel Alejandro Padilla Nieto

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Dr. Kleber Barcia V., Ph.D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR

Ing. Alfredo Torres G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Gonzalo Xavier Sotomayor Venegas

Manuel Alejandro Padilla Nieto

RESUMEN

La industria metalmeccánica del país en los últimos años ha ido creciendo progresivamente, dando como resultado nuevas fuentes de trabajo. Brindando el servicio de fabricación, montaje y mantenimiento de estructuras metálicas. Este servicio se divide en dos secciones, la industrial que está destinada a la fabricación y mantenimiento de estructuras pesadas como lo son galpones, silos, tolvas; y la de carrocería que está destinada a la fabricación de furgones, volquetas, plataformas, bañeras.

Actualmente, el sector industrial se rige bajo normas de diseño y fabricación, lo cual garantiza que la estructura metálica cumpla con los requisitos necesarios para su funcionamiento. Sin embargo en el sector de carrocerías se lo fabrica de manera artesanal en la mayoría de los fabricantes del país sin haber realizado un análisis previo del diseño. Obteniendo como resultado un sobredimensionamiento innecesario, lo cual produce un aumento en el peso de la estructura en vacío, restringiendo así la capacidad de carga a trasladar, además de una serie de problemas tanto en su funcionalidad, como en lo económico y en el peor de los casos poniendo en riesgo la seguridad vial dentro de las carreteras del país; incumpliendo la Ley de Caminos y el Reglamento Técnico Andino.

En estos momentos se está incursionando en proyectos de gran envergadura, en nuevos lugares para explotar recursos naturales, como es en los sectores minero y petrolero, donde el acceso es limitado y en el cual es necesario tener maquinaria pesada para desarrollar los trabajos. Lo que hace que exista la necesidad de transporte de maquinaria pesada a una gran escala. Este tipo de transporte se lo denomina cama baja y se destaca de otros equipos por tener una plataforma de baja altura muy cercana al suelo que le permite llevar sobre ella maquinaria pesada de gran volumen.

El presente trabajo tuvo como objetivo el diseño de una plataforma cama baja de cuello desmontable con capacidad de 45 toneladas, esta plataforma fue diseñada bajo la norma del Instituto Americano de la Construcción del Acero (AISC) y dimensionada según el reglamento del Ministerio de Transporte y Obras Públicas, ya que hoy en día es la institución encargada de regularizar este tipo de equipos mediante el uso de estaciones de pesaje en donde se realiza un control estricto de las dimensiones y pesos.

Para el diseño de cada uno de los elementos se aplicó las propiedades de los materiales a utilizar en la construcción, así también el uso de las teorías de fallas para la verificación de las dimensiones, y la soldadura aplicada en la estructura teniendo en consideración las fuerzas que actúan sobre dicho elemento.

Además se procedió a realizar el análisis estructural utilizando programas computacionales de diseño; en donde se comparo los resultados obtenidos entre los programas SAP2000® y ANSYS®.

Una vez finalizado el proceso de diseño se procedió a realizar la representación grafica en tercera dimensión junto con el conjunto de planos de la plataforma cama baja de cuello desmontable y finalmente un análisis de costos indicando materiales utilizados, mano de obra, equipos, consumibles y el cronograma de fabricación del mismo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS.....	IX
SIMBOLOGIA.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIX
ÍNDICE DE PLANOS.....	XX
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES.....	3
1.1 Antecedentes.....	3
1.2 Análisis y Definición del Problema.....	5
1.3 Objetivos.....	7
1.3.1 Objetivo General.....	7
1.3.2 Objetivos Específicos.....	9
1.4 Alcance.....	9
CAPÍTULO 2	
2. MARCO TEÓRICO.....	10

2.1	El Transporte.....	10
2.2	Definición de Tracto-Camión.....	16
2.3	Definición de un Semi-Remolque.....	18
2.4	Elementos de un Semi-Remolque	21
2.5	Análisis de Cargas.....	30
2.5.1	Cargas Muertas.....	30
2.5.2	Cargas Vivas.....	32
2.5.3	Cargas Accidentales.....	33
2.5.4	Cargas de Seguridad.....	34

CAPÍTULO 3

3.	FACTIBILIDAD.....	35
3.1	Restricciones y limitaciones.....	35
3.2	Especificaciones de la Plataforma.....	36
3.2.1	Parámetros Funcionales.....	36
3.2.2	Capacidad de Carga.....	36
3.2.3	Tamaño y Peso.....	37
3.3	Estudio de Alternativas.....	38
3.4	Análisis y Selección de alternativa.....	42

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y DISEÑO DE LA PLATAFORMA

CAMA BAJA.....	46
4.1 Diseño de la Alternativa Seleccionada.....	46
4.2 Geometría de la estructura para la Plataforma.....	47
4.3 Determinación de las Cargas.....	51
4.4 Aplicación de Cargas en la Plataforma.....	53
4.5 Diseño de la Estructura.....	54
4.5.1 Diseño de la Vigas Principales.....	57
4.5.2 Diseño de las Vigas de Amarre.....	62
4.5.3 Diseño de los Elementos de Unión.....	73
4.5.4 Diseño del Plato Giratorio.....	85
4.5.5 Selección del Sistema Hidráulico.....	89
4.5.6 Diseño de la Soldadura.....	91
4.5.7 Selección de accesorios.....	107

CAPÍTULO 5

5. MODELADO ESTRUCTURAL EN LOS PROGRAMAS

COMPUTACIONALES.....	111
5.1 Modelado Estructural en el programa SAP 2000®.....	112
5.1.1 Descripción del Programa SAP 2000®.....	112
5.1.2 Evaluación de Cargas.....	114
5.1.3 Modelado de la Estructura.....	115
5.1.4 Diseño Estructural.....	116

5.1.5	Análisis de Esfuerzos de los elementos principales.....	123
5.2	Modelado Estructural en el programa ANSYS®.....	129
5.2.1	Descripción del Programa ANSYS®.....	119
5.2.2	Evaluación de Cargas.....	134
5.2.3	Modelado de la Estructura.....	134
5.2.4	Diseño Estructural.....	137
5.2.5	Análisis de Esfuerzos de los elementos principales.....	141
5.3	Análisis de los resultados obtenidos.....	149

CAPÍTULO 6

6.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	149
6.1	Costo de materiales y Accesorios.....	149
6.2	Costo de Fabricación.....	152
6.3	Costo Total.....	153
6.4	Cronograma de Fabricación.....	153

CAPÍTULO 7

7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	156
----	-------------------------------------	-----

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

ABREVIATURAS

AASHTO	American Association of State Highway and Transportation Officials
AEA	Asociación Ecuatoriana Automotriz
AEADE	Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador
AISC	American Institute Steel Construction
AISI	American Iron and Steel Institute
ANSI	American National Standards Institute
API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society of Testing Materials
AWS	American Welding Society
EPP	Equipos de Protección Personal
FCAW	Flux Cored Arc Welding
glb	Global
GMAW	Gas Metal Arc Welding
GTAW	Gas Tungsten Arc Welding
kg	Kilogramos
lbs	Libras
LRFD	Load and Resistance Factor Design
m	Metros
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metros cúbicos
ml	Metros lineales
mm	Milímetros
mm ³	Milímetros al cubo

mm ⁴	Milímetros a la cuarta
m/s ²	Metros sobre segundos al cuadrado
MPa	Mega Pascales
N	Newton
N.m	Newton por metro
N/m	Newton sobre metro
N/m ²	Newton sobre metros cuadrados
Pa	Pascal
PIB	Producto Interno Bruto
PQR	Procedure Qualification Record
SAW	Submerged Arc Welding
SMAW	Shielded Metal Arc Welding
un	Unidad
WPS	Welding Procedure Specification

SIMBOLOGÍA

%	Porcentaje
\$	Dólares
A	Área
A_1	Área 1
A_2	Área 2
A_w	Área de sección transversal
B	Longitud de la viga principal
C	Profundidad real del eje neutro en la ruptura
CV	Carga viva
CM	Carga muerta
D	Carga muerta
d^2	Ancho del alma de la viga
E	Carga sísmica
F	Fuerza
F_{max1}	Fuerza máxima 1
F_{max2}	Fuerza máxima 2
F_{min1}	Fuerza mínima 1
F_{min2}	Fuerza mínima 2
F_y	Esfuerzo de fluencia
F_y	Fuerzas sobre el eje y
F_{yw}	Esfuerzo de fluencia mínimo para el alma
h	Altura de la garganta de soldadura
I	Inercia

I_u	Momento de inercia unitario
k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_c	Factor de modificación de la carga
k_d	Factor de modificación de la temperatura
k_e	Factor de modificación de efectos diversos
L	Carga viva
L	Longitud de la viga
L_r	Carga viva sobre techo
M	Momento Flector
M_n	Resistencia nominal a flexión
M_u	Momento ultimo
M_1	Momento flector 1
M_{max1}	Momento flector máximo 1
M_{max2}	Momento flector máximo 2
n	Factor de seguridad
Q_i	Carga de trabajo
R	Carga de lluvia
R_1	Reacción 1
R_2	Reacción 2
R_3	Reacción 3
R_4	Reacción 4
R_e	Reacción por eje
R_n	Resistencia teórica
R_{II}	Reacción por llanta

R_t	Reacción total
S	Carga de nieve
S_e	Límite de resistencia a la fatiga
S_{ut}	Resistencia última a la tracción
S_{sy}	Resistencia de fluencia al cortante
S_y	Resistencia a la fluencia
U	Carga última
V	Fuerza cortante
V_{max1}	Fuerza cortante máximo 1
V_n	Resistencia nominal a cortante
V_u	Cortante último
W	Carga de viento
W_0	Carga distribuida
x	Distancia
x^2	Distancia al cuadrado
Z	Módulo de sección plástico sobre el eje de flexión
σ	Esfuerzo
σ'_a	Esfuerzo Von Mises alterno
σ'_m	Esfuerzo Von Mises medio
σ_{xa}	Esfuerzo alterno con respecto al eje x
σ_{xm}	Esfuerzo medio con respecto al eje x
σ_{ya}	Esfuerzo alterno con respecto al eje y
σ_{ym}	Esfuerzo medio con respecto al eje y
Σ	Sumatoria
τ'	Esfuerzo cortante primario

τ''	Esfuerzo cortante secundario
τ_{xya}	Esfuerzo cortante alterno con respecto a los ejes x-y
τ_{xym}	Esfuerzo cortante medio con respecto a los ejes x-y
Φ	Factor de Resistencia
ϕ	Diámetro
ϕ_b	Coefficiente de reducción de resistencia para flexión
ϕ_v	Coefficiente de reducción de resistencia para cortante
λ_i	Factor de carga

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Ventas Mensuales de Buses y Camiones 2011-2013.....	5
Figura 2.1 Tracto Camión y Plataforma Cama Baja.....	16
Figura 2.2 Tracto Camión de un solo Eje.....	17
Figura 2.3 Tracto Camión de dos ejes.....	18
Figura 2.4 Plataforma Porta Contenedores.....	19
Figura 2.5 Plataforma para Carga Seca.....	19
Figura 2.6 Plataforma Tanque Cisterna.....	20
Figura 2.7 Plataforma Multinivel.....	20
Figura 2.8 Plataforma para Maquinaria Pesada.....	21
Figura 2.9 Elementos Principales Semi-Remolque.....	22
Figura 2.10 Suspensión Mecánica.....	24
Figura 2.11 Suspensión Neumática.....	25
Figura 2.12 Sistema de Frenos.....	26
Figura 2.13 Ejes para Semi-Remolques.....	27
Figura 2.14 Llantas.....	28
Figura 2.15 Rines.....	31
Figura 2.16 King Pin.....	30
Figura 2.17 Ejemplo de Carga Muerta.....	32
Figura 2.18 Ejemplo de Carga Viva.....	33
Figura 3.1 Vista General Alternativa 1.....	39
Figura 3.2 Detalle de Unión Alternativa 1.....	40
Figura 3.3 Vista General Alternativa 2.....	41

Figura 3.4	Detalle de Unión Alternativa 2.....	42
Figura 4.1	Dimensiones Generales de la Plataforma Cama Baja.....	49
Figura 4.2	Vista Frontal de la Plataforma Cama Baja.....	50
Figura 4.3	Vista Lateral de la Plataforma Cama Baja.....	50
Figura 4.4	Vista Superior de la Plataforma Cama Baja.....	50
Figura 4.5	Distribución de Carga Muerta sobre Plataforma Cama Baja.....	51
Figura 4.6	Distribución de Carga Viva sobre Plataforma Cama Baja.....	53
Figura 4.7	Diagrama de Distribución de Cargas Muertas.....	58
Figura 4.8	Diagrama de Distribución de Cargas Vivas.....	60
Figura 4.9	Diagrama de Cuerpo Libre Fuerzas Internas.....	63
Figura 4.10	Diagrama de Cortante vs Posición de Carga Muerta.....	65
Figura 4.11	Diagrama de Momento vs Posición de Carga Muerta.....	65
Figura 4.12	Diagrama de Cortante vs Posición de Carga Viva.....	68
Figura 4.13	Diagrama Momento vs Posición de Carga Viva	68
Figura 4.14	Área de Contacto Vigas de Amarre.....	74
Figura 4.15	Vigas de Amarre.....	75
Figura 4.16	Distribución de Cargas Sección 1-2.....	75
Figura 4.17	Diagrama de Cortante y de Momento a Carga Viva.....	76
Figura 4.18	Diagrama de Cortante y de Momento a Carga Muerta.....	77
Figura 4.19	Distribución de Cargas Vigas de Amarre Sección 2-3.....	79
Figura 4.20	Diagrama de Cuerpo Libre Sección 2-3.....	79
Figura 4.21	Diagrama de Cortante vs Posición de Carga Viva.....	80
Figura 4.22	Diagrama Momento vs Posición de Carga Viva.....	81
Figura 4.23	Diagrama de Cortante vs Posición de Carga Muerta.....	82

Figura 4.24	Diagrama Momento vs Posición de Carga Muerta.....	82
Figura 4.25	Diagrama Hidráulico Plataforma Cama Baja.....	90
Figura 4.26	Junta a Tope en Bordes Rectos.....	93
Figura 4.27	Juntas a Tope en Bordes Achaflanados en V.....	93
Figura 4.28	Juntas a Tope en Bordes Achaflanados en X.....	94
Figura 4.29	Juntas a Traslape.....	95
Figura 4.30	Juntas en Angulo Y en T.....	95
Figura 4.31	WPS Vigas Principales 1.....	103
Figura 4.32	WPS Vigas Principales 2.....	104
Figura 4.33	WPS Área de Carga 1.....	105
Figura 4.34	WPS Área de Carga 2.....	106
Figura 4.35	Dimensiones King Pin.....	107
Figura 4.36	Dimensiones Suspensión FUWA.....	108
Figura 4.37	Dimensiones de Eje.....	109
Figura 5.1	Vista General Plataforma Cama Baja.....	115
Figura 5.2	Selección de Materiales.....	116
Figura 5.3	Ingreso de Perfiles C.....	117
Figura 5.4	Ingreso de Perfiles de Amarre.....	117
Figura 5.5	Ingreso de Bóvedas tipo 1.....	118
Figura 5.6	Ingreso de Bóvedas tipo 2.....	118
Figura 5.7	Visualización de Distribución de Cargas.....	120
Figura 5.8	Selección de Norma a Modelar.....	120
Figura 5.9	Selección de Tipo de Combinación de Cargas.....	121
Figura 5.10	Visualización de Puntos de Apoyo.....	122
Figura 5.11	Visualización de Ejecución del Análisis.....	123

Figura 5.12	Ejecución del Análisis.....	123
Figura 5.13	Deformación del Modelo.....	124
Figura 5.14	Comprobación de Perfiles.....	125
Figura 5.15	Visualización de Análisis de Perfiles.....	125
Figura 5.16	Análisis de Vigas de Amarre.....	126
Figura 5.17	Análisis de Momento de Área de Carga.....	126
Figura 5.18	Esfuerzos de la Estructura.....	127
Figura 5.19	Deformación de la Estructura.....	128
Figura 5.20	Worksheet en Blanco.....	132
Figura 5.21	Geometría de la Cama Baja.....	135
Figura 5.22	Worksheet con Secuencia de Trabajo.....	136
Figura 5.23	Engineering Data.....	137
Figura 5.24	Fijación de la Bancada.....	138
Figura 5.25	Fuerzas que Intervienen en el Sistema.....	139
Figura 5.26	Condiciones para el Análisis a Fatiga de la Estructura.....	140
Figura 5.27	Deformaciones.....	141
Figura 5.28	Esfuerzos Equivalentes.....	142
Figura 5.29	Factor de Seguridad.....	143
Figura 5.30	Esfuerzos Equivalentes Alternantes.....	144
Figura 5.31	Factor de Seguridad (Fatiga).....	145
Figura 5.32	Ciclos de Vida.....	146
Figura 6.1	Cronograma de Fabricación.....	154

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Dimensiones Tipo 3S3.....	37
Tabla 2	Parámetros de Selección de Alternativa.....	44
Tabla 3	Matriz de Selección de Alternativa.....	44
Tabla 4	Dimensiones Generales de los Vehículos AASHTO.....	48
Tabla 5	Peso de la Estructura de la Plataforma Cama Baja.....	52
Tabla 6	Valores de Resistencia LRFD.....	57
Tabla 7	Reacciones de los Apoyos de la Plataforma Cama Baja.....	61
Tabla 8	Valores de Reacciones para cada Viga Principal.....	62
Tabla 9	Valores Máximos de Cortantes y Momentos.....	69
Tabla 10	Datos de Perfiles tipo I Vigas Principales.....	71
Tabla 11	Tamaños Mínimos de Soldaduras en Filete.....	98
Tabla 12	Distribución de Cargas.....	119
Tabla 13	Costos Sistema Neumático y Eléctrico.....	150
Tabla 14	Costos Sistema Hidráulico y de Suspensión.....	151
Tabla 15	Costos de Materia Prima.....	151
Tabla 16	Costos de Mano de Obra.....	152
Tabla 17	Costos de Consumibles.....	152
Tabla 18	Detalle de Costo Total.....	153

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Medidas Generales
Plano 2	Plano de Corte 1
Plano 3	Plano de Corte 2
Plano 4	Elementos de Unión 1
Plano 5	Elementos de Unión 2
Plano 6	Detalles Constructivos 1
Plano 7	Detalles Constructivos 2
Plano 8	Detalles Constructivos 3

INTRODUCCIÓN

La presente tesis trata del Diseño de una Plataforma Cama Baja de Cuello Desmontable con Capacidad de 45 Toneladas para el transporte de carga pesada; ya sean estos equipos agrícolas, mineros o estructuras de gran volumen y peso difíciles de transportar en una plataforma convencional. En el país se están dando inversiones de gran índole, por lo que estos proyectos requieren equipos, maquinarias, estructuras e infraestructuras de mayor capacidad y tamaño; por esta razón debe existir un medio eficaz, seguro y solvente para el transporte de carga pesada; para cumplir con los requerimientos de construcción y montaje de estos proyectos.

Debido a esta demanda de movilización se requieren equipos de transporte que cumplan con las características, y son muy pocas las empresas que utilizan criterios ingenieriles o realizan un estudio del diseño estructural de este tipo de transporte. La mayoría son fabricadas de manera artesanal, los cuales asumen espesores y dimensiones, sin tomar en consideración los esfuerzos y cargas a los cuales está sometido; poniendo en riesgo la seguridad vial. Es por esto que el diseño y construcción debe ser realizado mediante normas de construcción, seguridad y control ya sean nacionales o internacionales.

Esto conlleva a la necesidad de realizar un análisis estructural, utilizando las normas del Instituto Americano de la Construcción del Acero (AISC), tomando también en consideración la ley de Caminos y el Reglamento Técnico Andino sobre las dimensiones y pesos permitidos para la circulación en las carreteras del país. Para que el transporte ecuatoriano sea seguro y cumplan con las normas de construcción necesarias para desempeñar su función eficientemente.

Para cumplir con los requerimientos en el diseño, existen herramientas utilitarias que ayudarán al análisis estructural, los cuales se realizarán con los programas SAP2000® y ANSYS®; considerando como factores críticos las cargas muertas, vivas. Adicionalmente el diseño de la soldadura, la selección del sistema hidráulico.

Finalmente se obtendrá un producto normado a bajo costo y seguro. El cual constará con un estudio de diseño previo junto a la elaboración de los planos de construcción y el cronograma respectivo. Se espera que este trabajo sirva de guía para el diseño y fabricación de este tipo de plataforma en el país.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

En este presente CAPÍTULO se detallarán los objetivos generales y específicos que se debe cumplir con el desarrollo de la tesis.

1.1 Antecedentes

En las últimas décadas el crecimiento de la población ha obligado a la sociedad a emprender nuevos proyectos, los cuales han ido creciendo de manera exponencial junto con el uso de maquinaria de gran tamaño y forma. Para la transportación de esta se procedió a diseñar medios de transporte que se destaquen por tener una plataforma de baja altura muy cercana al suelo para cumplir con los requerimientos de transporte; disminuyendo los riesgos de volcamiento, mejorando la estabilidad con un centro de gravedad más bajo y facilidad de transportar carga de mayor altura.

De esto viene la necesidad de que las empresas que se dedican a la transportación de estos elementos obtengan plataformas; las cuales cumplan con los requerimientos de funcionamiento, seguridad y economía, esto quiere decir que la relación peso vs carga sea la más adecuada.

Para lo cual es necesario partir siempre de un análisis previo de diseño basado en una norma que garantice que esta cumplirá con su propósito; tomando en consideración todas las cargas a las que va estar sometida antes del proceso de fabricación del mismo. En la actualidad existen diferentes tipos de normas y códigos debido al tipo de estructura que se desee fabricar ya sean estos tanques sometidos a presión, silos de almacenamiento, puentes, estructuras metálicas para edificios, etc.

En el país no es común que en el área de carrocerías se aplique este tipo de normas ya que la fabricación está basada solamente en la experiencia en unos casos y en otros copiando equipos existentes sin realizar un estudio previo dando como resultado productos de mala calidad en unos casos y en otros un sobredimensionamiento causando un desperdicio de material, también como un mayor consumo de combustible y menor carga útil; afectando el costo final del servicio.

1.2 Análisis y Definición del Problema

Debido a que en los últimos 4 años en el país se han desarrollado proyectos de gran tamaño generando una demanda en el sector de transporte pesado en el cual ha habido un incremento en la adquisición de nuevas unidades. Según los datos de la Asociación Ecuatoriana Automotriz (AEA) y la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador (AEADE), las importaciones de camiones, entre enero a abril de 2013, representaron el 14,5% de un total de 20582 automotores comprados al exterior. En la tabla adjunta se muestra las ventas de buses y camiones en el país desde el 2011.

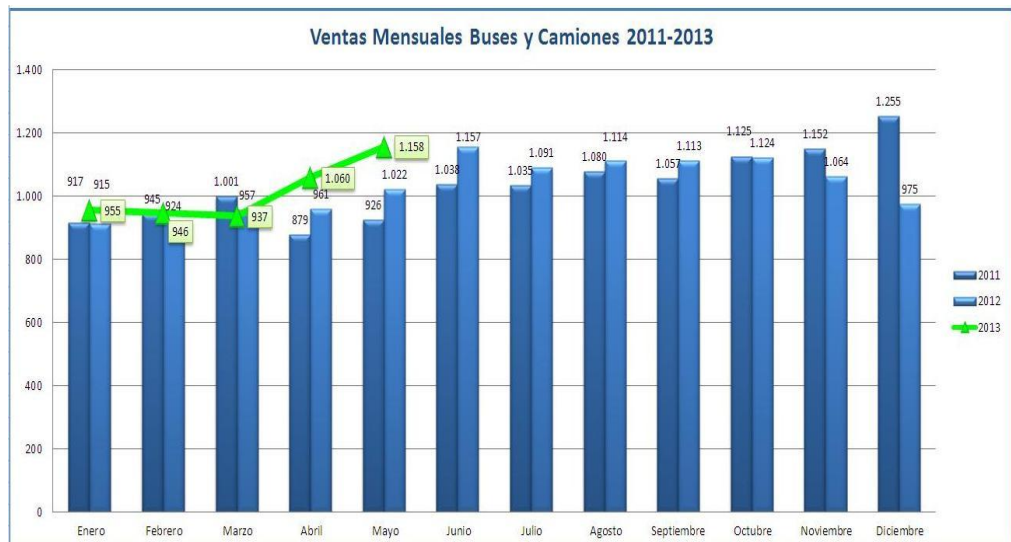


FIGURA 1.1 VENTAS MENSUALES BUSES Y CAMIONES 2011-2013 [1]

Las ventas de camiones y buses han ido creciendo a un ritmo constante aproximadamente del 10% por año, esto va de la mano con el aumento de la fabricación artesanal de carrocerías debido que la mayoría de camiones son usados como volquetas, furgones, camiones recolectores de basura o para el transporte de maquinaria pesada.

En este caso será una plataforma tipo cama baja que es muy utilizada en el sector industrial debido al tipo de estructuras o equipos cuyas dimensiones son muy difíciles de transportar en una convencional debido a los problemas que se puedan presentar al momento de ser transportadas causadas por las limitaciones de altura debido a pasos peatonales y viaductos.

Cada día son más las empresas que adquieren este tipo de transporte debido a la demanda que existe actualmente en el mercado local. Uno de los factores importantes al momento de adquirir este tipo de plataforma es la capacidad de carga máxima que pueda transportar sin embargo gran parte de este tipo de plataformas son fabricadas de forma artesanal creando así limitaciones en el producto final. Al no contar con especificaciones técnicas corren el riesgo de ser sobrecargados por el operario generando un riesgo al momento de transitar por las carreteras y a su vez un menor tiempo útil del producto. Es muy común ver

plataformas en mal estado; con una gran deflexión causada por el exceso de carga, la cual causa una deformación permanente en la misma.

Con este proyecto se pretende realizar una plataforma tipo cama baja de cuello desmontable con capacidad de 45 toneladas que cumpla tanto con las normativas de transporte como las de diseño para así poder garantizar su fabricación y optimizar su capacidad de carga.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Elaboración de una plataforma tipo cama baja de cuello desmontable mediante el uso de programas computacionales de diseño y elaboración de planos de construcción.

El diseño se realizará mediante la técnica de análisis por elementos finitos que consiste en dividir la geometría en la que se quiere resolver una ecuación diferencial de un campo escalar o vectorial en un dominio, en pequeños elementos, teniendo en cuenta las ecuaciones de campo en cada

elemento, los elementos del entorno de vecindad y las fuentes generadoras de campo en cada elemento.

Habitualmente, esta técnica es muy utilizada en el ámbito de la ingeniería debido a que muchos problemas físicos de interés se formulan mediante la resolución de una ecuación diferencial en derivadas parciales, a partir de cuya solución es posible modelar dicho problema (transmisión del calor, electromagnetismo, cálculo de estructuras, etc.). Esta técnica se encuentra automatizada en las herramientas software comercial, llamadas herramientas de análisis por elementos finitos para problemas físicos tanto de propósito general, como aplicadas a problemas físicos particulares.

Sin embargo, su aplicación es aún poco conocida en economía y a veces es incluso confundida con la discretización de las ecuaciones diferenciales, técnica que es mucho más utilizada en estudios económicos. No es habitual encontrar herramientas comerciales en que se automatice esta labor para problemas económicos.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una plataforma cama baja que cumpla con los requerimientos de diseño según la norma AISC, la ley de Caminos y el Reglamento Técnico Andino sobre las dimensiones y pesos permitidos para la circulación en las carreteras del país.
- Establecer por medio del presente documento los parámetros necesarios de diseño de una plataforma cama baja al igual del procedimiento de fabricación de la misma.
- Promover el desarrollo ingenieril utilizando programas de diseño computacionales que ayuden al desarrollo de este tipo de transportes garantizando que el producto cumpla con su objetivo final.

1.4 Alcance

- Presentación de alternativas para el diseño de la plataforma.
- Diseño y selección de la alternativa más adecuada.
- Modelado Estructural y análisis de resultados obtenidos de la plataforma.
- Elaboración de Planos de Fabricación.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

A continuación se da una breve reseña del transporte; destacando los tipos de plataformas y los elementos principales de de las misma. También se procede a describir los tipos de cargas que actúan sobre la estructura para su respectivo análisis.

2.1 El Transporte

El transporte es una parte esencial para la viabilidad económica de los países, ya que afecta de forma decisiva a factores de importancia económica como el empleo, la utilización de materias primas y bienes manufacturados, la inversión de capital público y privado y la generación de ingresos fiscales.

En la mayoría de los países industrializados, el transporte representa entre el 2 y el 12% del empleo remunerado. La participación de este sector en el producto interior bruto (PIB) y en

el empleo total tiende a reducirse a medida que aumenta la renta de cada país.

Asimismo, el transporte es un consumidor fundamental de materias primas y productos acabados en la mayor parte de los países industrializados. Por ejemplo, en Estados Unidos, el sector del transporte utiliza el 71% del total del caucho producido, un 66% de todo el petróleo refinado, un 24% de todo el zinc, un 23% de todo el cemento, y un 23% del total del acero, un 11 % del total de cobre y el 16% del total de aluminio.

La inversión de capital con fondos públicos y privados en camiones, buques, aeronaves, aeropuertos y otros equipos e instalaciones sobrepasa ampliamente los centenares de miles de millones de dólares en los países industrializados.

Asimismo, el sector del transporte desempeña un papel esencial en la generación de ingresos en forma de los impuestos. En países industrializados, el transporte de pasajeros y de mercancías es objeto de fiscalización exhaustiva. Habitualmente, estos impuestos gravan los carburantes, como la gasolina y el gasóleo, así como los fletes y los billetes para el transporte de pasajeros, y su cuantía anual es superior a centenares de miles de millones de dólares.

En las etapas primitivas del sector de transporte, la geografía condicionaba en gran medida la forma de transporte. A medida que

se perfeccionó la tecnología de la construcción, pudieron superarse muchas de las barreras geográficas que limitaban el desarrollo de este sector. En consecuencia, las formas de transporte predominantes han evolucionado de acuerdo con la tecnología disponible.

Antiguamente, el transporte marítimo constituía el medio fundamental para el transporte de mercancías y pasajeros. La navegación por los grandes ríos y la construcción de canales elevó sustancialmente el volumen de transporte interno a lo largo de estas vías. A finales del siglo XIX, el ferrocarril comenzó a imponerse como medio de transporte más utilizado.

Debido a su capacidad intrínseca para superar barreras naturales como montañas y valles mediante el empleo de túneles y puentes, ofrecía la flexibilidad de la que carecían las vías fluviales. Además, a diferencia del transporte por estas vías, el ferrocarril apenas se ve afectado por las condiciones invernales.

Numerosos gobiernos nacionales se concienciaron de las ventajas estratégicas y económicas del transporte por ferrocarril.

Así, se concedieron a las empresas de este subsector subvenciones públicas para facilitar la expansión de las redes ferroviarias.

A principios del siglo XX, el desarrollo del motor de combustión interna, combinado con la generalización del uso de vehículos motorizados popularizó el transporte por carretera como sistema de desplazamiento. Con el perfeccionamiento de las carreteras y autopistas, el transporte basado en la utilización de estas vías hizo posible la entrega de mercancías a domicilio. Esta flexibilidad es muy superior a la que pueden ofrecer el ferrocarril y las vías fluviales. Con el tiempo, debido a las mejoras en la construcción de carreteras y en el motor de combustión original, el transporte por carretera evolucionó como un medio más rápido que el ferrocarril en muchas regiones del mundo. En consecuencia, esta forma de desplazamiento se ha convertido en la más utilizada para el transporte de mercancías y pasajeros.

El sector del transporte siguió evolucionando con la aparición de las aeronaves. La utilización de estos vehículos como medio de transporte de mercancías y pasajeros comenzó en la Segunda Guerra Mundial. Inicialmente, los aviones se empleaban fundamentalmente para transportar correo y soldados. No obstante, a medida que se perfeccionaron los métodos de construcción y aumentó el número de pilotos formados, el transporte aéreo se generalizó. En la actualidad, éste modo constituye un sistema

rápido y seguro. No obstante, en términos de tonelaje total, el porcentaje de bienes transportados por vía aérea es muy reducido.

Los países europeos formaron bloques económicos y políticos que han tenido una influencia sustancial en este sector. En Europa, el transporte por carretera domina el movimiento de mercancías y pasajeros. El desplazamiento en camiones, y en especial la utilización de cargas parciales en los remolques, es gestionado por pequeñas empresas nacionales y regionales. Este subsector es objeto de una regulación exhaustiva y se caracteriza por su elevada fragmentación. Desde inicios de 1970, el volumen total de mercancías transportadas por carretera ha aumentado en un 240%. En cambio, el transporte ferroviario ha caído en torno al 8%. En cualquier caso, varios países europeos han emprendido iniciativas encaminadas a mejorar la eficacia de esta forma de desplazamiento y promueven el transporte intermodal.

En Estados Unidos, el medio de transporte fundamental es la red de carreteras. En 1993, según datos de la Oficina de Transporte Motorizado del Departamento de Transporte, había más de 335.000 empresas en las que prestaban servicio camiones de mediano y gran tonelaje. En esta lista se incluyen las empresas que transportan sus propios productos, pequeñas empresas privadas y

las empresas comunes o que trabajan por contrato dedicadas al alquiler de camiones de carga plena o parcial. En la mayoría de los casos, estas empresas disponen de seis o menos camiones. Sus flotas están compuestas por un total de 1,7 millones de vehículos tractores con remolque, 4,4 millones de camiones de mediano y gran tamaño y 3,8 millones de remolques. La red viaria de Estados Unidos creció en un 2% entre 1980 y 1989.

Refiriéndose a este país, en la presidencia del Dr. Isidro Ayora se crea el Ministerio de Obras Públicas y Comunicaciones, donde una de las funciones que tuvo fue el fomentar el transporte vial terrestre. Las funciones que les correspondía en ese entonces fueron las siguientes:

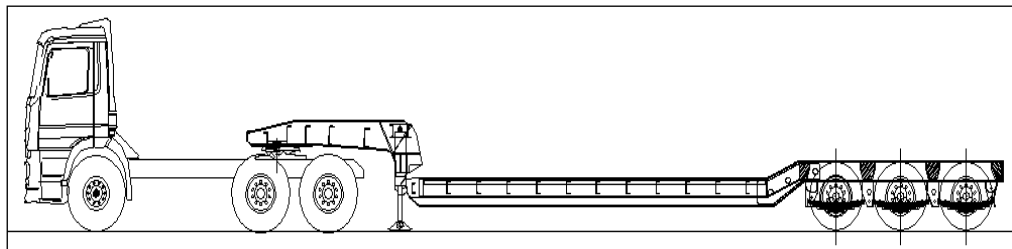
- Los caminos y ferrocarriles.
- Las obras portuarias marítimas y fluviales.
- Los canales de navegación.

En la actualidad el Ministerio de Transporte y Obras Públicas tiene como función emitir políticas de Transporte y Obras Públicas, siendo así el ente regulador de los pesos y medidas de las maquinarias que circulan en las carreteras del país.

Este proyecto trata del transporte de maquinaria o estructuras de gran volumen y peso, que son muy difíciles de transportar en

plataformas comunes. Es por esto el uso de plataformas tipo cama bajas, las cuales tienen como característica principal un desnivel en el área de carga; localizando el centro de gravedad cercano a piso, para brindar mayor estabilidad al momento de transportar.

Los elementos principales de la cama baja son los siguientes: tracto-camión o cabezal y el semi-remolque.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

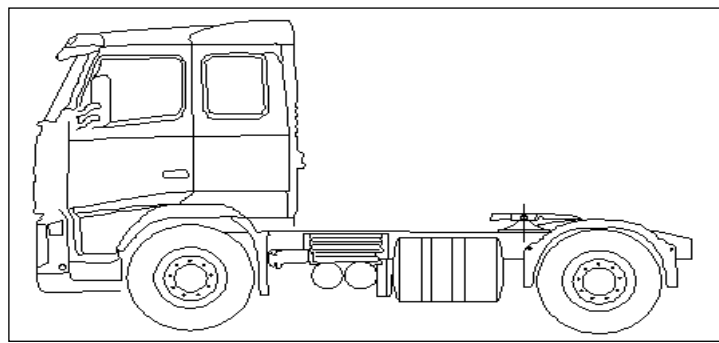
FIGURA 2.1 TRACTO CAMIÓN Y PLATAFORMA CAMA BAJA

2.2 Definición de Tracto-Camión

Es un vehículo diseñado para remolcar y soportar la carga que le transmite un semi-remolque mediante el uso de un acople llamado quinta rueda, la cual está ubicada en la parte posterior; donde su ubicación depende del número de ejes del vehículo. El uso de un tracto-camión brinda grandes posibilidades de solucionar distintas tareas de transporte con un mismo camión.

En el mercado local existen dos tipos de tracto-camión los que tienen uno y dos ejes.

Los tracto camiones de un solo eje, poseen un eje de tracción y uno de dirección. Dado a que son más pequeños y más fáciles de manejar que los que tienes dos ejes; estos se utilizan para distancias cortas y cargas ligeras. Tienen un radio de giro pequeño, el cual depende de la distancia entre ejes. Para el tracto camión de un solo eje, la distancia entre eje se mide del centro del eje de dirección al centro del eje trasero de tracción.

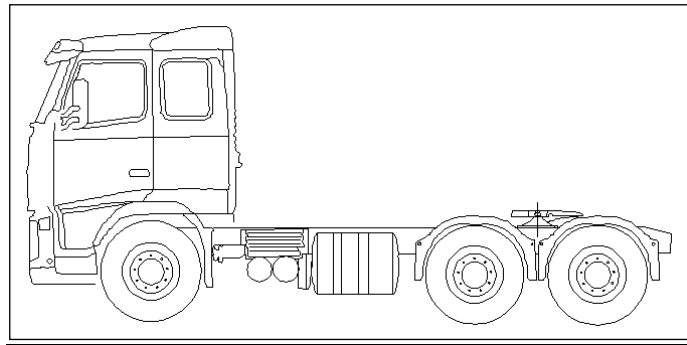


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 2.2 TRACTO CAMIÓN DE UN SOLO EJE

Los tracto camiones de dos ejes están diseñados para trabajar a distancias largas y con cargas pesadas, debido a que poseen dos ejes de tracción. Esto no solo da mayor fuerza sino mayor tracción.

Poseen un radio de giro mayor debido a que la distancia entre ejes es mayor en comparación a los de un solo eje.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 2.3 TRACTO CAMIÓN DE DOS EJES

2.3 Definición de un Semi-Remolque

Es un vehículo no autopulsado diseñado para ser acoplado a un tracto-camión, sobre el que reposará parte del mismo, y transfiriéndole una parte sustancial de su carga.

Existen diferentes tipos de plataformas, según sus usos y capacidades. Según sus usos se refiere a los diferentes tipos de cargas que puede transportar, y según sus capacidades se tiene de uno, dos, tres y más ejes.

Las plataformas más usadas en el país son las siguientes:

Plataforma Portacontenedores: Vehículo sin eje delantero, destinado a ser acoplado a un tractor de manera que sea arrastrado. Se utiliza para el transporte de contenedores de 40 y 20 pies. Se caracteriza por tener elementos de fijación para los contenedores.



FIGURA 2.4 PLATAFORMA PORTA CONTENEDORES [2]

Plataforma para Carga Seca: Vehículo sin eje delantero, destinado a ser acoplado a un tractor de manera que sea arrastrado. Se utiliza para todo tipo de carga, protege contra el medio ambiente, pero no necesita control de temperatura.



FIGURA 2.5 PLATAFORMA PARA CARGA SECA [3]

Plataforma Tanque Cisterna: Vehículo sin eje delantero, destinado a ser acoplado a un tractor de manera que sea arrastrado. Se utiliza para todo tipo de carga gaseosa o líquida. Posee cierre hermético para evitar fugas o derrames.



FIGURA 2.6 PLATAFORMA TANQUE CISTERNA [3]

Plataforma Multinivel: Vehículo sin eje delantero, destinado a ser acoplado a un tractor de manera que sea arrastrado. Se utiliza para transporte vehicular, no protege contra el medio ambiente.



FIGURA 2.7 PLATAFORMA MULTINIVEL [2]

Plataforma para Maquinaria Pesada: Vehículo sin eje delantero, destinado a ser acoplado a un tractor de manera que sea arrastrado. Se utiliza para el transporte de maquinaria pesada de grandes dimensiones.

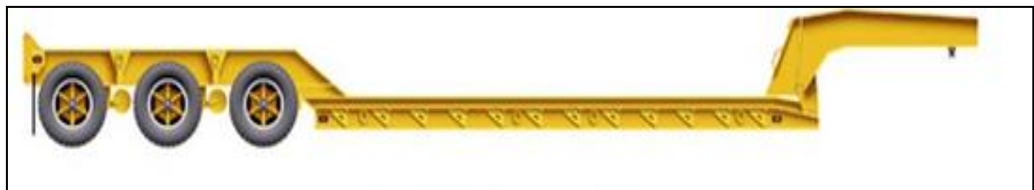
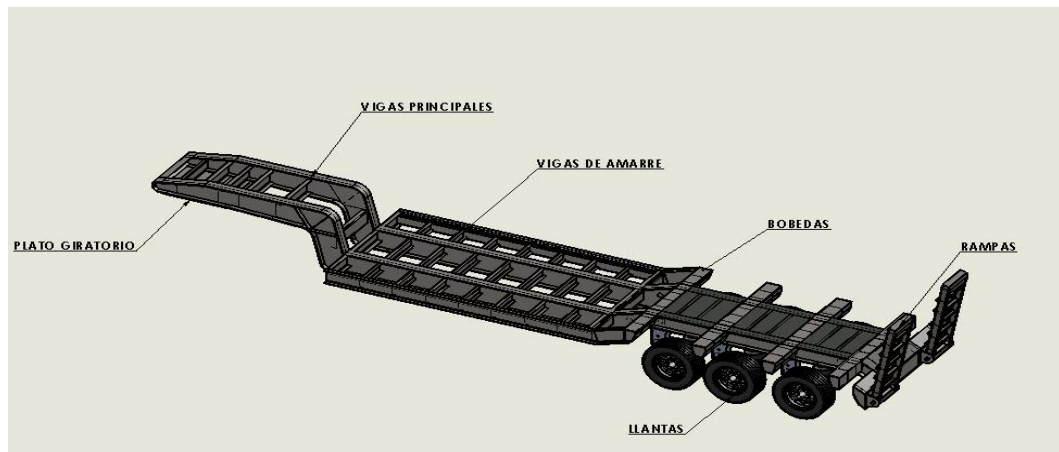


FIGURA 2.8 PLATAFORMA PARA MAQUINARIA PESADA [2]

2.4 Elementos de un Semi-Remolque

Los elementos principales de un semi-remolque son: vigas principales, vigas de amarre, sistema de suspensión, ejes, llantas, king pin y accesorios de seguridad.

Bastidor: también llamado chasis que se define como una estructura cuyo propósito es el conectar rígidamente el punto de apoyo del King pin y la parte de arrastre del tracto camión. Es la estructura principal del semi-remolque el cual consta de las vigas de amarre, la cual soporta la carga a transportar y además su propio peso.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 2.9 ELEMENTOS PRINCIPALES SEMI-REMOLQUE

Sistema de Suspensión: El sistema de suspensión es un conjunto de elementos cuya función es de soportar el peso de la plataforma. Además permite su movimiento elástico-controlado sobre sus ejes, y es el encargado de absorber la energía por las irregularidades del camino para mantener la estabilidad de la plataforma.

La suspensión tiene como objetivo el mejorar la comodidad y seguridad de marcha y proteger la carga y las piezas de la plataforma. Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso deben de ser lo suficientemente fuertes para que las cargas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes, permitiendo que las ruedas se adapten al terreno.

Si las cargas fueran constantes, resultaría fácil seleccionar una suspensión ideal, pero esto no se da en este caso. Como es una carga variable los elementos elásticos deben de calcularse; para que soporten el peso máximo sin pérdida de elasticidad. Para la fabricación de este tipo de plataformas existen dos tipos de suspensiones.

Suspensión Mecánica: Cuyo elemento principal son las ballestas, las cuales estas formadas por hojas de acero templado, unidas mediante unas abrazaderas que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan. La hoja superior, llamada hoja maestra, va curvada en sus extremos formando unos ojos en los que se montan unos casquillos de bronce para su acoplamiento al soporte del bastidor por medio de unos pernos o bulones.

El número de hojas y el espesor de las mismas están en función de la carga que han de soportar. Funcionan como muelles de suspensión, haciendo de enlace entre el eje de las ruedas y el bastidor. En algunos vehículos, además de servir de elementos de empuje, absorben con su deformación longitudinal la reacción. El montaje de las ballestas puede realizarse longitudinal o transversalmente al sentido de desplazamiento del vehículo.



FIGURA 2.10 SUSPENSION MECANICA [4]

Suspensión Neumática: Es la más utilizada en la parte trasera de camiones rígidos, tracto camiones y semi-remolques. En este tipo de suspensión los componentes más importantes son: cámaras de aire, válvula niveladora y líneas de aire.

El sistema suspensión neumática es característico por aumentar la carga útil de la configuración de 11 a 13 toneladas, utilizando aire comprimido en el interior de las cámaras que se encuentran ubicadas entre el eje y el chasis del vehículo. Estas cámaras tienen la función de absorber todas las irregularidades del camino y su presión es ajustada por una válvula reguladora accionada por una varilla de transferencia. Este tipo de sistema se encuentra asistido por amortiguadores para evitar la tendencia a continuar rebotando.

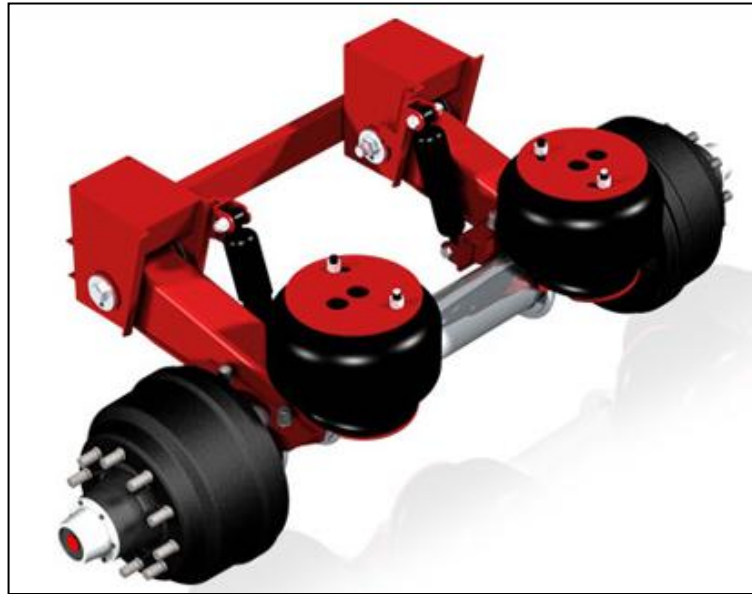


FIGURA 2.11 SUSPENSION NEUMATICA [4]

Sistema de Frenos: La función del sistema de frenado es la de producir una fuerza regulada para reducir la velocidad de un vehículo en movimiento, así como para tenerlo estacionado. La acción de frenado consiste en absorber la energía calorífica, al hacer rozar una parte móvil solida también llamados los tambores y discos, contra una parte fija llamadas las zapatas y pastillas.

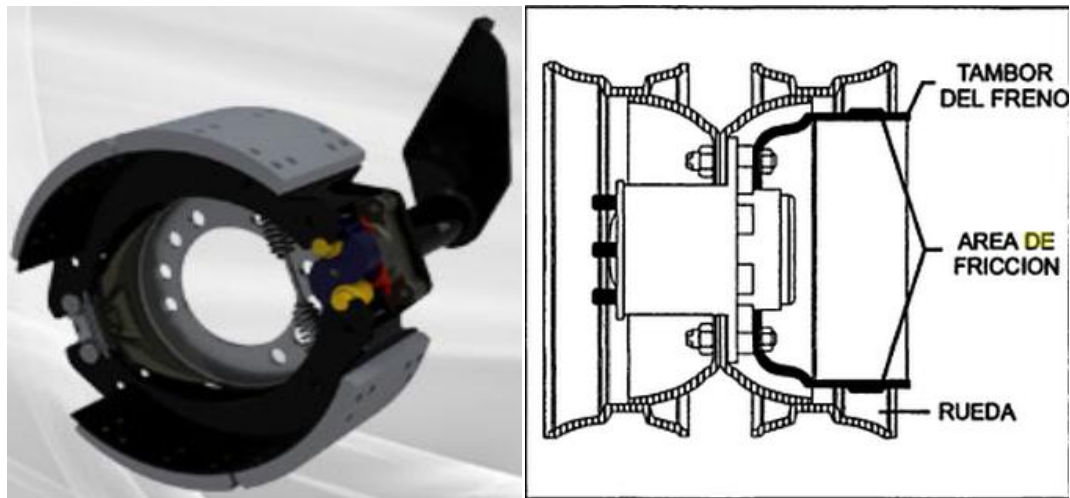


FIGURA 2.12 SISTEMA DE FRENOS [5]

Ejes: Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Para este caso, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje. Soportan esfuerzos de flexión, transmiten momentos torsionales y soportan las cargas del remolque. El empleo de aceros aleados, cuando existen esfuerzos oscilantes, solamente es ventajoso si no existen defectos de entalladura, ya que los aceros de alta resistencia son sumamente sensibles a este tipo de esfuerzos. Para la elección de los aceros pueden también ser determinantes las condiciones de corrosión.



FIGURA 2.13 EJES PARA SEMI-REMOLQUES [5]

Llantas: Es una pieza toroidal de caucho que se coloca en las ruedas de diversos vehículos. Su función principal es permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción con el pavimento, posibilitando el arranque, el frenado y la guía del vehículo. Las llantas generalmente tienen hilos que los refuerzan. Dependiendo de la orientación de estos hilos, se clasifican en diagonales o radiales. Los de tipo radial son el estándar para casi todos los automóviles.

Las dimensiones de los neumáticos se representan de la siguiente forma:

xxx/xxRxx xxW.

Dónde:

El primer número identifica el ancho de sección (de pared a pared) de la cubierta, expresado en milímetros. El segundo número es la

altura del lado interior de la cubierta y se expresa en el porcentaje del ancho de cubierta que corresponde a la pared de la cubierta. La "R" indica que la construcción de la carcasa de la llanta es de tipo "Radial". Si por el contrario, la construcción fuese de tipo "Diagonal" (habitual en algunos vehículos agrícolas e industriales), se utilizaría el símbolo "-". El tercer número es el diámetro de la circunferencia interior de la llanta en pulgadas, o también, el diámetro de la llanta sobre la que se monta. El cuarto número indica el índice de carga del neumático. Este índice se rige por unas tablas en que se recogen las equivalencias en Kg. del mismo. Finalmente la letra indica la velocidad máxima a la que la llanta podrá circular sin romperse. Cada letra equivale a una velocidad.

Están son para servicio pesado y diseñadas para que tengan tracción sobre tierra. Las llantas deben ser lo suficientemente fuertes para soportar cargas muy pesadas.



FIGURA 2.14 LLANTAS [6]

Rines: Los rines no son solamente requeridos para soportar el peso íntegro de los vehículos en conjunto con los neumáticos, sino también para resistir las fuerzas de manejo durante la aceleración, fuerzas de frenado durante la desaceleración, fuerzas laterales durante el giro de las esquinas y otras fuerzas.



FIGURA 2.15 RINES [6]

King Pin: También conocido como perno maestro Es el elemento que va fijado al semirremolque y está diseñado para ser enganchado por la quinta rueda. Soporta la fuerza de arrastre y de frenado del tracto camión. Están hechos de acero aleado AISI 4320H o 4718H, cementado hasta una dureza en los 380 y 420 BHN.



FIGURA 2.16 KING PIN [7]

2.5 Análisis de Cargas

Para analizar apropiadamente una estructura, se debe tomar ciertas hipótesis sobre como estarán conectados los miembros entre sí. Una vez determinado esto y especificado los tipos de cargas por medio de la mecánica estructural y obtenida las cargas internas de un elemento, el tamaño de este puede determinarse de manera que se satisfagan los criterios de resistencia y deformación.

2.5.1 Cargas Muertas

Son aquellas cargas que poseen una magnitud constante y fija en posición durante la vida de la estructura. Generalmente la mayor parte de la carga muerta es el peso propio de la estructura. Esto puede calcularse con buena aproximación a partir del diseño, de las dimensiones de la estructura y la densidad del material a usar.

Las cargas muertas consisten en los pesos de los diversos miembros estructurales y en los pesos de cualesquiera objetos que se encuentre permanentemente unido a la estructura. Aunque es el tipo de carga más fácil de evaluar, su monto depende de las dimensiones de los miembros de la estructura las cuales no se conocen al inicio del proceso.

También se puede definir como aquellas cargas que actúan durante toda la vida de la estructura. Incluyen todos aquellos elementos de la estructura como vigas, pisos, techos, columnas, cubiertas y los elementos arquitectónicos como ventanas, acabados, divisiones permanentes, las cuales se denominan cargas permanentes.

Sus valores se obtienen considerando el peso específico del material de la estructura y el volumen de la estructura. Aunque es el tipo de carga más fácil de evaluar, su monto depende de las dimensiones de los miembros de la estructura las cuales no se conocen al inicio del proceso. Es necesario recurrir entonces a estimaciones del valor inicial. Esta acción será más o menos aproximada, dependiendo de la experiencia del diseñador. En los casos comunes esta estimación inicial será suficiente; pero en casos no rutinarios,

será necesario evaluar de nuevo el peso de la estructura y revisar el diseño.

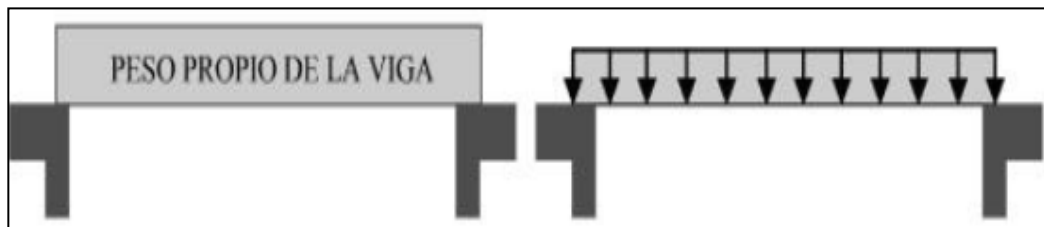


FIGURA 2.17 EJEMPLO DE CARGA MUERTA

2.5.2 Cargas Vivas

Corresponden a cargas gravitacionales debidas a la ocupación normal de la estructura y que no son permanentes en ella. Debido a la característica de movilidad y no permanencia de esta carga; el grado de incertidumbre en su determinación es mayor. Las cargas vivas no incluyen las cargas ambientales como sismo o viento.

Las cargas vivas, denominadas también cargas probables, incluyen todas las fuerzas que son variables dentro de un mismo ciclo. También se las puede definir como cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento propio de la estructura. Pueden ser causadas por los pesos

de los objetos colocados temporalmente sobre una estructura.



FIGURA 2.18 EJEMPLO DE CARGA VIVA

2.5.3 Cargas Accidentales

Una carga accidental es aquella que sucede eventualmente en la vida de una estructura y puede alcanzar grandes magnitudes. Esta no se debe al funcionamiento normal de la estructura y se presenta en lapsos breves.

También se puede definir como aquellas que se presentan pero no de una manera permanente ni son comunes como las cargas vivas, son cargas que pueden presentarse como la acción del viento, un sismo o nieve en la estructura.

2.5.4 Carga de Seguridad

Es capacidad que tiene un elemento constructivo para soportar la carga para la que ha sido diseñado.

CAPÍTULO 3

3. FACTIBILIDAD

3.1 Restricciones y limitaciones

Las principales restricciones y limitaciones del diseño de la plataforma cama baja para el transporte de carga son los siguientes:

- El peso de la estructura y el diseño del mismo debe ser lo suficientemente liviano para poder aprovechar al máximo la capacidad de carga de la plataforma cumpliendo con el objetivo. Debido a que en el mercado local solo existen ciertos tipos de aceros estructurales los cuales son el ASTM A36 y ASTM A588, sin embargo se tomará en cuenta el acero ASTM A514 ya que es el material más utilizado para la fabricación de este tipo de maquinarias en otros países.
- Las dimensiones de la plataforma deben estar según el reglamento transporte regulado el Ministerio de Transporte y

Obras Publicas, el cual ejerce el control de pesos y medidas a los vehículos que transportan carga desde 5 hasta un máximo de 48 toneladas de Peso Bruto Vehicular.

3.2 Especificaciones del la Plataforma

Para la definición de las características que intervendrán en el diseño de la plataforma cama baja se han considerado las siguientes:

- Parámetros Funcionales
- Capacidad de Carga
- Tamaño y Peso

3.2.1 Parámetros Funcionales

Dado que en el país se realiza el transporte de diferentes tipos de cargas; ya sean de estructuras metálicas o de maquinarias industriales, esta tesis tiene como objetivo el realizar un diseño que cumpla con los requerimientos necesarios para su correcto uso.

3.2.2 Capacidad de Carga

Según las cargas máximas que se pueden transportar en las carreteras del país se determina que la plataforma cama baja

debe diseñarse para poder transportar cargas de hasta 45 toneladas.

3.2.3 Tamaño y Peso

Las dimensiones y peso de la plataforma permitidos para la circulación de los caminos y puentes del país están establecidas por el Ministerios de Transporte y Obras Publicas. Dado que este tipo de transporte es considerado un semirremolque y que además consta de tres ejes, según el reglamento es considerado un tipo “3S3” en donde se especifica las siguientes dimensiones:

TABLA 1

DIMENSIONES TIPO 3S3 [8]

DIMENSIONES	MEDIDAS (mm)
Largo	18,500
Ancho	2,600
Alto	4,100

El peso de la plataforma dependerá del tipo de material a utilizar y de las dimensiones con las cuales será construida.

3.3 Estudio de Alternativas

Una vez que se han tenido en cuenta las restricciones y los parámetros para las dimensiones de la plataforma se generaron dos alternativas distintas en el diseño del acople del cuello-plataforma. A continuación se detallará las opciones.

ALTERNATIVA 1: Cama Baja con Cuello Desmontable con acople Pin-Oreja

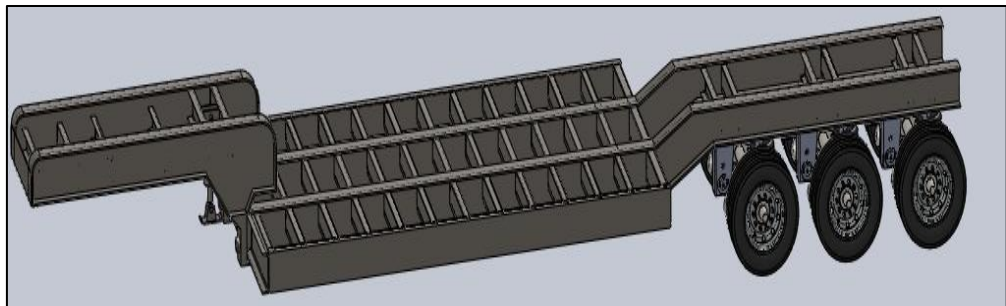
En la alternativa 1, es una cama baja con cuello desmontable donde el acople del cuello-plataforma se lo realiza por medio un pin con cabeza ranurada; que entra sobre una placa con un agujero mayor al pin llamada oreja.

Para realizar dicho acople es necesario tener dos cilindros hidráulicos, uno que coloca horizontalmente el cuello antes del acople para nivelar el cuello y la plataforma horizontalmente, y el otro que levanta el cuello y plataforma ya acoplado para dejarlo en su posición de trabajo. Teniendo dos mandos de controles, topes de

seguridad, y elementos de alineación de cuello desmontable y plataforma.

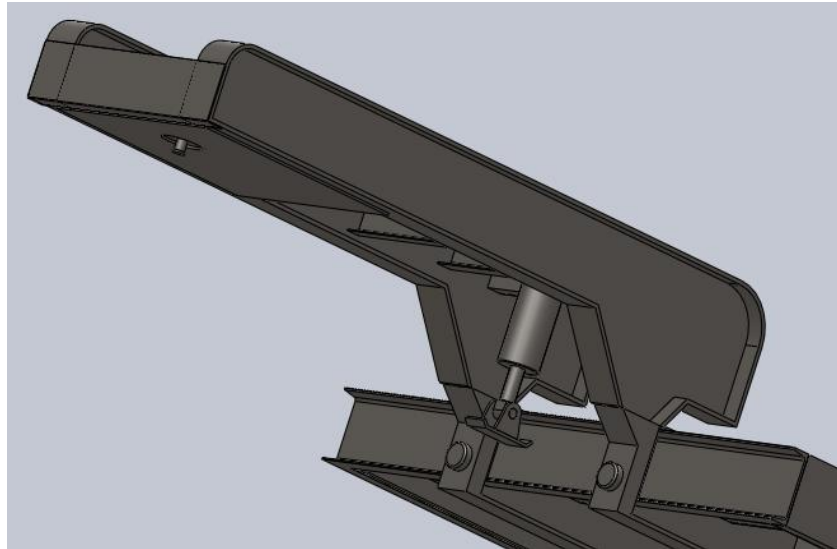
Para su funcionamiento es necesario que la plataforma ya cargada este al nivel del suelo, luego se proceda a nivelar el cuello con el cilindro horizontal de tal forma que se pueda acoplar con la plataforma. Ya acopladas las dos partes se procede a levantarlas con el cilindro vertical dejándola en la posición ya de transporte.

La ranura del pin queda atrapada en la silueta de la oreja, también se colocan mecanismos de seguridad adicionales para evitar cualquier desperfecto.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 3.1 VISTA GENERAL ALTERNATIVA 1



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 3.2 DETALLE DE UNION ALTERNATIVA 1

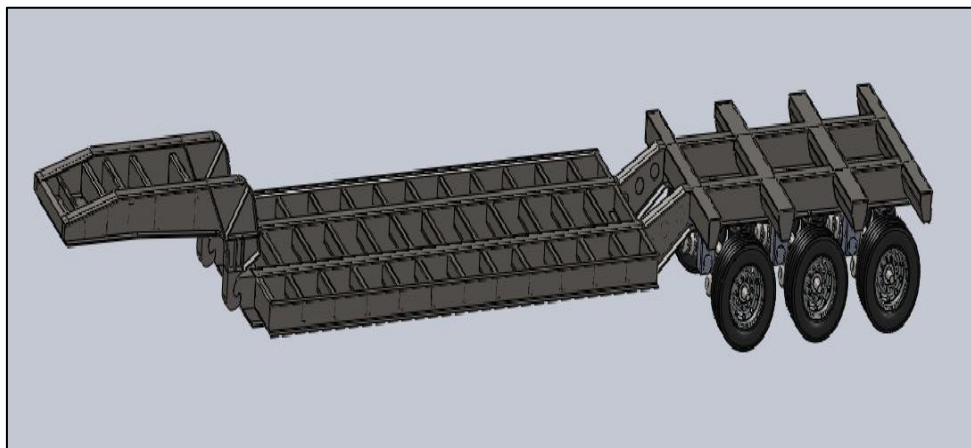
**ALTERNATIVA 2: Cama Baja con Cuello Desmontable con
acople rápido de Uñas**

En la alternativa 2, es una cama baja con cuello desmontable donde el acople cuello-plataforma se lo realiza mediante uñas que tienen un acople rápido al tocarse entre ellas; y el apriete se los realiza al elevar el cuello con la plataforma.

Este diseño es accionado por medio de dos cilindros hidráulicos, los cuales se encuentran dentro del cuello, alzando la plataforma y apretando la unión entre uñas. Estos cilindros hacen la función de patas de apoyo, dando mayor estabilidad a la plataforma.

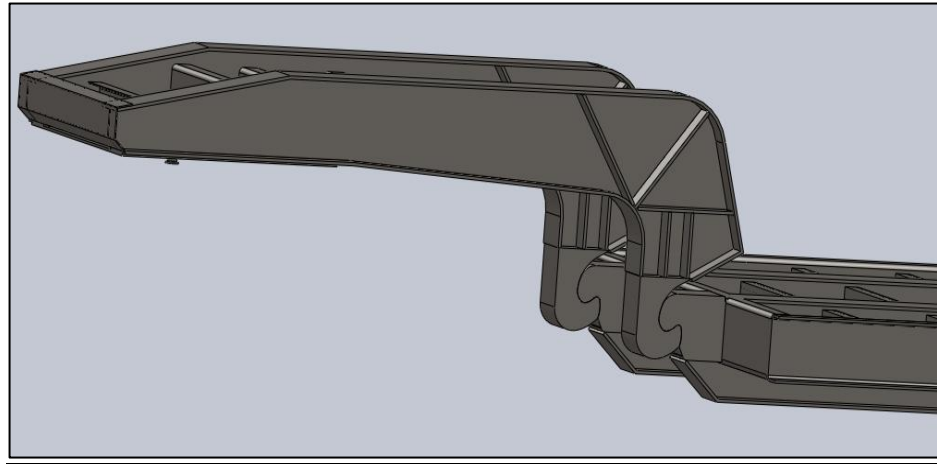
Para su funcionamiento es necesario que la plataforma ya cargada y el cuello estén al nivel del suelo, es necesario que estén en contacto las uñas. Luego se procede a accionar los cilindros para nivelar la plataforma y para que el acople entre uñas se realice de la forma más efectiva.

Al quedar acopladas las uñas totalmente apretadas se colocan mecanismos de seguridad adicionales para evitar cualquier desperfecto.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 3.3 VISTA GENERAL ALTERNATIVA 2



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 3.4 DETALLE DE UNION ALTERNATIVA 2

3.4 Análisis y Selección de alternativas

Para la selección de la alternativa se van a establecer parámetros importantes entre ellos: facilidad de fabricación, costos de fabricación, seguridad, facilidad de operación; Todo esto basado en los requerimientos que se desean, cada uno de estos parámetros constará con un porcentaje de importancia para la plataforma a diseñar.

Facilidad de Fabricación: Se refiere a la disponibilidad de los recursos necesarios para el proceso de elaboración cada uno de los elementos de la plataforma. Teniendo en cuenta los diferentes

procesos de manufactura que intervienen, los tiempos estimados y la disponibilidad de maquinaria para los diferentes procesos.

Costo de Fabricación: Es la cantidad de materiales, mano de obra, ingeniería y recursos los cuales estarán incluidos en el precio final del producto. Teniendo en cuenta la disponibilidad de materia prima en el mercado, mano de obra calificada y responsable. También hay que tener en cuenta equipos de protección personal (EPP), ya que la seguridad del personal es muy importante.

Seguridad: Se refiere al transporte seguro de las cargas y del personal que se dedica a traslado de las mismas. Teniendo en cuenta que el operario de la plataforma no tienen el conocimiento suficiente del alto porcentaje de peligro que puede tener al operar plataformas con cargas pesadas.

Mantenimiento: Se refiere a la dificultad y al tiempo requerido que el operador necesitaría para el mantenimiento de la plataforma. Teniendo en cuenta el poco mantenimiento en las vías del Ecuador, lo cual ocasiona mayor desgaste en los diferentes elementos que componen la plataforma cama baja.

TABLA 2
PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE
Facilidad de Fabricación	20%
Costo de Fabricación	25%
Seguridad	30%
Mantenimiento	25%

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

A continuación se presenta la matriz de decisión que contiene los valores asignados a cada alternativa con respecto a los criterios establecidos anteriormente:

TABLA 3
MATRIZ DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

DESCRIPCIÓN	VALOR	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Facilidad de Fabricación	20%	17%	15%
Costo de Fabricación	25%	18%	22%
Seguridad	30%	20%	25%
Mantenimiento	25%	22%	20%
TOTAL	100%	77%	82%

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

Una vez realizado el análisis correspondiente a cada una de las alternativas, se ha determinado que la alternativa dos es la elegida, en la cual el acople se lo realiza por del contacto de uñas.

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y DISEÑO DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA.

4.1 Diseño de la Alternativa Seleccionada

Para que el diseño estructural de la plataforma cama baja cumpla con las características y requerimientos que va desempeñar se procederá a seguir los siguientes pasos:

- Geometría de la Estructura
- Determinación y Aplicación de Cargas
- Diseño de Elementos
- Modelado Computacional
- Análisis de Resultados
- Detalles del Diseño

4.2 Geometría de la estructura para la Plataforma

El tamaño del vehículo es un factor importante en la determinación de los estándares de diseño de varios componentes físicos en la carretera, en donde se incluyen el ancho del carril, ancho de la cuneta, longitud de las curvas verticales, longitud y ancho de los lugares de estacionamiento.

La AASHTO clasifica a los vehículos en tres categorías generales:

- Automóviles de Pasajeros: son los autos compactos y subcompactos.
- Camiones: son las combinaciones tracto camión semirremolque y los camiones en combinación con remolques completos.
- Autobuses: son los autobuses articulados y casas móviles.

El espacio mínimo absoluto para ejecutar un giro de 180° en el sentido del movimiento de las agujas del reloj, queda definido por la trayectoria que sigue la rueda delantera izquierda del vehículo (trayectoria exterior) y por la rueda trasera derecha (trayectoria interior). Además de la trayectoria exterior, debe considerarse el espacio libre requerido por la sección en volado que existe entre el primer eje y el parachoques.

La trayectoria exterior queda determinada por el radio de giro mínimo propio del vehículo y es una característica de fabricación.

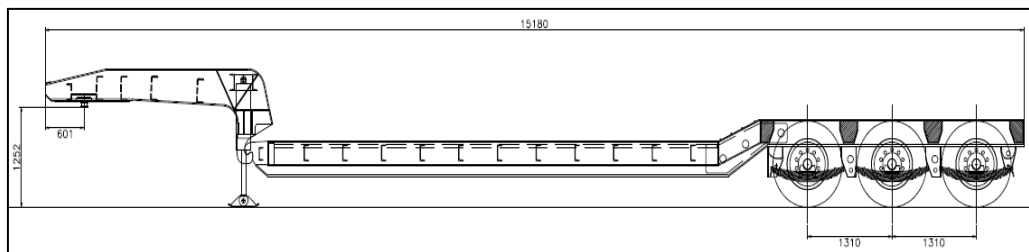
La trayectoria interior depende de la trayectoria exterior, del ancho del vehículo, de la distancia entre el primer y último eje y de la circunstancia que estos ejes pertenecen a un camión del tipo unidad rígida o semirremolque articulado.

En la tabla adjunta se muestran las dimensiones físicas de cada uno de estos vehículos para su diseño dado que el radio de giro depende principalmente del tamaño del vehículo.

TABLA 4
DIMENSIONES GENERALES DE LOS VEHÍCULO AASHTO [9]

Tipo de vehículo de diseño	Símbolo	Dimensiones (pies)											
		Total			Saliente		WB ₁	WB ₂	S	T	WB ₃	WB ₄	Del pivote de la dirección al centro del eje trasero
		Altura	Ancho	Longitud	Parte frontal	Parte trasera							
Automóvil de pasajeros	P	4.25	7	19	3	5	11
Camión de una sola unidad	SU	11-13.5	8.0	30	4	6	20
Autobuses													
Autobus interurbano	BUS-40	12.0	8.5	40	6	6.3*	24	3.7
Carrocería con motor	BUS-45	12.0	8.5	45	6	8.5*	26.5	4.0
Autobus urbano	CITY-BUS	10.5	8.5	40	7	8	25
Autobus escolar convencional (65 pasajeros)	S-BUS 36	10.5	8.0	35.8	2.5	12	21.3
Autobus escolar grande (84 pasajeros)	S-BUS 40	10.5	8.0	40	7	13	20
Autobus articulado	A-BUS	11.0	8.5	60	8.6	10	22.0	19.4	6.2 ^d	13.2 ^d
Camiones combinados													
semirremolque intermedio	WB-40	13.5	8.0	45.5	3	2.5*	12.5	27.5	27.5
semirremolque intermedio	WB-50	13.5	8.5	55	3	2*	14.6	35.4	37.5
semirremolque interestatal	WB-62*	13.5	8.5	68.5	4	2.5*	21.6	40.4	42.5
semirremolque interestatal	WB-65** o WB-67	13.5	8.5	73.5	4	4.5-2.5*	21.6	43.4-45.4	45.5-47.5
semirremolque/remolque de "doble fondo"	WB-67D	13.5	8.5	73.3	2.33	3	11.0	23.0	3.0 ^b	7 ^b	23.0	23.0
semirremolque/remolque triple	WB-100T	13.5	8.5	104.8	2.33	3	11.0	22.5	3.0 ^c	7 ^c	23.0	23.0	23.0
semirremolque/remolque doble para carretera troncal	WB-109D*	13.5	8.5	114	2.33	2.5	14.3	39.9	2.5 ^d	10 ^d	42.5
Vehículo recreativo													
Casa móvil	MH	12	8	30	4	6	20
Automóvil con remolque para acampar	P/T	10	8	48.7	3	10	11	5	19
Automóvil con remolque para lancha	P/B	8	42	3	8	11	5	15
Casa móvil y remolque para lancha	MH/B	12	8	53	4	8	20	6	15
Tractor de granja	10	8-10	16	10	9	3	6.5
* = Vehículo de diseño con remolque de 48 pies tal como fue estipulado en la Ley de Asistencia al Transporte de Superficie.													
** = Vehículo de diseño con remolque de 53 pies tal como fue estipulado en la Ley de Asistencia al Transporte de Superficie.													
a = La dimensión combinada tiene 19.4 pies y la sección articulada 4 pies de ancho. b = La dimensión combinada comúnmente tiene 10 pies.													
d = La dimensión combinada comúnmente tiene 12.5 pies. e = Se trata de la saliente donde el eje posterior del ensamblado del eje del tandem.													
f = Las dimensiones son para un tractor de 150-200hp sin incluir la longitud del vagón. g = Para obtener la longitud total del tractor con un vagón, sume 18.5 pies a la longitud del tractor.													
WB ₁ , WB ₂ , WB ₃ y WB ₄ corresponden a la base de ruedas o intereje efectivo del vehículo, comenzando en la parte frontal de la base y procediendo hacia la parte de atrás de cada unidad.													
S es la distancia desde el eje efectivo trasero hasta el punto de enganche. T es la distancia desde el punto de enganche hacia atrás hasta el centro del siguiente centro de eje tandem.													

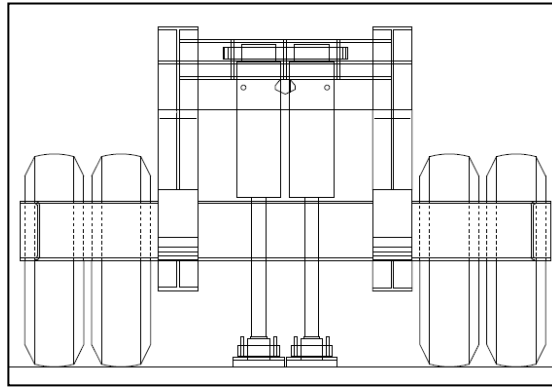
La estructura de la plataforma cama baja estará compuesta por dos vigas principales en forma de cuello de ganso y unidas mediante dos elementos fijos los cuales serán accionados mediante el uso de dos cilindros hidráulicos ubicados en el cuello de ganso. La geometría de la plataforma se muestra en la siguiente figura con sus respectivas dimensiones.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

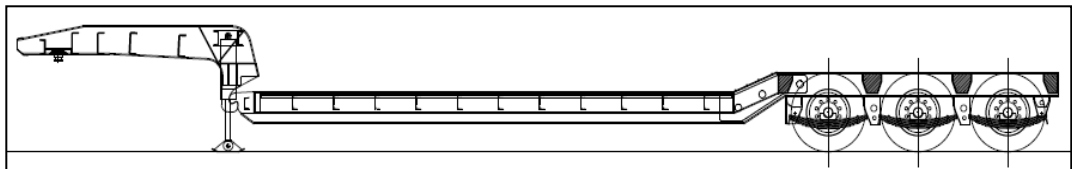
FIGURA 4.1 DIMENSIONES GENERALES DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA

A continuación se hará un desglose de todas las vistas de la cama baja donde se podrá ver cómo está diseñada la plataforma.



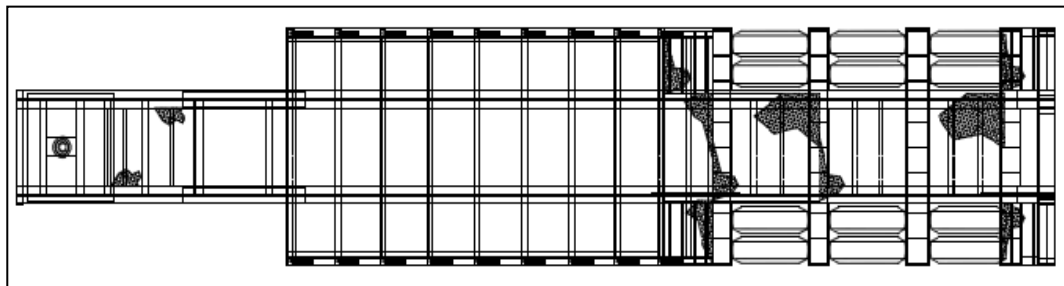
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.2 VISTA FRONTAL DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.3 VISTA LATERAL DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

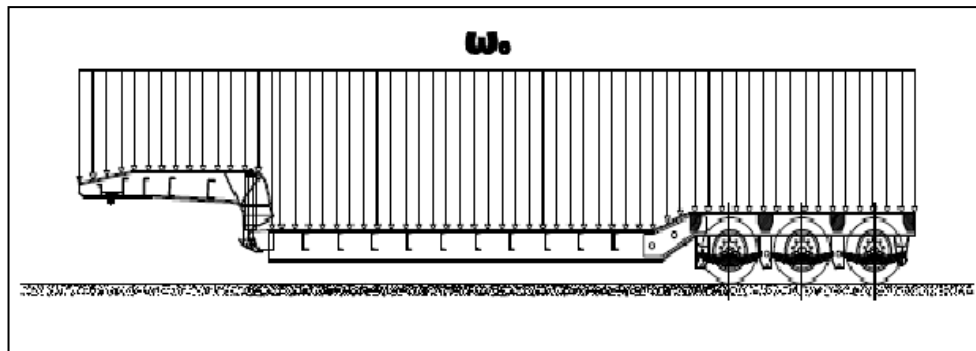
FIGURA 4.4 VISTA SUPERIOR DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA

4.3 Determinación de las Cargas

Para el análisis de cargas a las cuales va estar sometida la plataforma se han considerado las siguientes:

- Carga Muerta
- Carga Viva

Carga Muerta: Es el peso total de la estructura los cuales son las vigas principales, de amarres junto con los el sistema de suspensión, ejes, llantas y demás accesorios los cuales se detallan a continuación.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

**FIGURA 4.5 DISTRIBUCIÓN DE CARGA MUERTA SOBRE
PLATAFORMA CAMA BAJA**

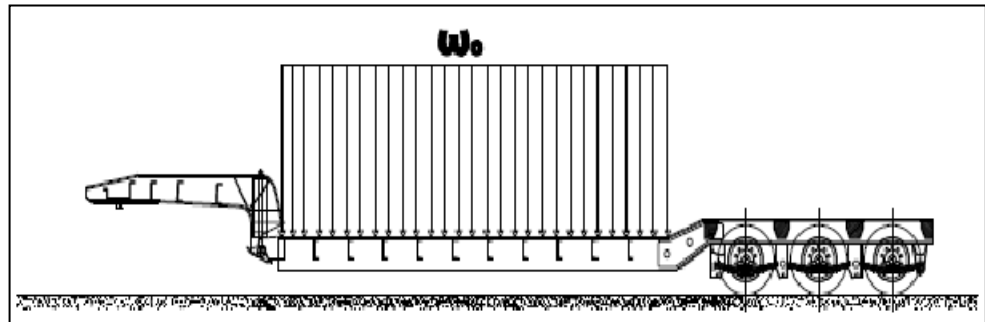
A continuación se detalla el peso de la estructura de la cama baja:

TABLA 5
PESO DE LA ESTRUCTURA DE LA PLATAFORMA CAMA BAJA

<u>PESO DE ESTRUCTURA</u>				
<u>DESCRIPCION</u>	<u>LONGITUD (MM)</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>PESO LINEAL(KG/ML)</u>	<u>PESO(KG)</u>
UPN 200	2551.78	11	25.30	710.16
UPN 200	1100.00	1	25.30	27.83
C 300X100X12mm	1100.00	4	42.58	187.34
C 300X100X12mm	7421.00	2	42.58	631.95
C 300X100X12mm	2551.78	2	42.58	217.30
PL 1220X1150X12mm		1		132.16
PL 1250X630X12mm		2		148.37
FLEJE 200X15mm	11850.00	1	23.55	279.07
FLEJE 200X15mm	11800.00	1	23.55	277.89
FLEJE 200X15mm	7175.00	1	23.55	168.97
FLEJE 700X12mm	12000.00	2	65.94	1582.56
PL 3550X1100X12mm		2		735.70
FLEJE 715X15mm	2551.78	2	84.19	214.84
FLEJE 745X15mm	2551.78	2	87.72	223.85
FLEJE 230X15mm	2551.78	2	27.08	69.11
FLEJE 300X15mm	2551.78	2	35.33	90.14
FLEJE 300X15mm	4000.00	1	35.33	140.30
PLACA 750X480X200mm		2		1142.46
PESO TOTAL				6980.00

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

Carga Viva: Es el resultado de la carga que se pretende transportar mas una sobrecarga. Este excedente es considerado para evitar que la plataforma falle por el desconocimiento de operario al exceder su capacidad máxima.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

**FIGURA 4.6 DISTRIBUCIÓN DE CARGA VIVA SOBRE
PLATAFORMA CAMA BAJA**

4.5 Aplicación de Cargas en la Plataforma

Para la correcta aplicación de las cargas sobre la plataforma cama baja se establece que la carga muerta es completamente distribuida a lo largo de la estructura y que las cargas vivas estarán ubicadas en el área de carga de igual manera de la muerta, adicional a esto el transporte constará de tres ejes y el sistema de suspensión, los cuales estarán ubicados según las medidas del fabricante. Es necesario que con las medidas adoptadas las cargas sobre los ejes no excedan en ningún caso las máximas establecidas por el fabricante.

4.5 Diseño de la Estructura

Para la estructura se procederá a diseñar según la norma de la AISC el cual utiliza el método de diseño por factores de cargas y resistencia (LRFD). El diseño con factores de carga se basa en los conceptos de estados de límite que no son más que una condición en la que una estructura o parte de ella deja de cumplir su función específica.

Los estados de límite de resistencia se basan en la seguridad o capacidad de carga de las estructuras en donde se incluyen las resistencias plásticas, de pandeo, de fractura, de fatiga, etc.

Los estados de límite de servicio se refieren al comportamiento de las estructuras bajo cargas normales de servicio y están relacionados con el uso y ocupación, tales como deflexiones excesivas, deslizamientos, vibraciones y agrietamientos.

En el método LRFD las cargas de trabajo Q_i se multiplican por ciertos factores de carga o seguridad λ_i que son casi siempre mayores que 1.0 y se obtienen las llamadas "cargas factorizadas", usadas para el diseño de la estructura. Las magnitudes de los factores de carga varían, dependiendo del tipo de combinación de las cargas.

La estructura se diseña para que tenga una resistencia última de diseño capaz de resistir las cargas factorizadas. Esta resistencia se considera igual a la resistencia teórica R_n del elemento estructural, multiplicada por un factor de resistencia ϕ que normalmente es menor que 1.0.

$$\lambda_i Q_i \leq \phi R_n$$

El objetivo de los factores de carga es incrementar las cargas para tomar en cuenta las incertidumbres implicadas al estimar las magnitudes de las cargas vivas y muertas.

Las combinaciones usuales de cargas consideradas en la norma de la AISC son las siguientes:

La letra U representa la carga última

$$U = 1.4D$$

$$U = 1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ o } S \text{ o } R)$$

$$U = 1.2D + 1.6(L_r \text{ o } S \text{ o } R) + (L \text{ o } 0.5W)$$

$$U = 1.2D + 1.0W + L + 0.5(L_r \text{ o } S \text{ o } R)$$

$$U = 0.9D + 1.0W$$

$$U = 0.9D + 1.0E$$

Donde:

D=Carga muerta

L=Carga viva

W=Carga de viento

S= Carga de nieve

R= Carga de lluvia

E= Carga de sismo

Lr= Carga viva sobre el techo

Para estimar con precisión la resistencia última de una estructura es necesario tomar en cuenta las incertidumbres que se tienen en la resistencia de los materiales y en las dimensiones.

Para hacer esta estimación se procede a multiplicar la resistencia última teórica de cada elemento por un factor ϕ , de resistencia que casi siempre es menor que 1.0. Estos factores tiene los siguientes valores: 0.85 para columnas, 0.75 o 0.90 para miembros a tensión, 0.90 para flexión o en el corte en vigas, etc.

En la tabla adjunta se presenta los valores de resistencia de las especificaciones LRFD.

TABLA 6
VALORES DE RESISTENCIA LRFD [10]

FACTORES DE RESISTENCIA	SITUACIONES
1	Aplastamiento en áreas proyectantes de pasadores, fluencia del alma bajo cargas concentradas, cortante en tornillos en juntas tipo fricción.
0.9	Vigas sometidas a flexión y corte, filetes de soldadura con esfuerzos paralelos sección total de miembros a tensión.
0.85	Columnas, aplastamiento del alma, distancias al borde y capacidad de aplastamiento en agujeros.
0.8	Cortante en el área efectiva de soldaduras de ranura con penetración parcial.
0.75	Tornillos a tensión, soldaduras de tapón o muescas, fractura en la sección neta de miembros a tensión.
0.65	Aplastamiento en tornillos
0.6	Aplastamiento en cimentaciones de concreto

4.5.1 Diseño de las Vigas Principales

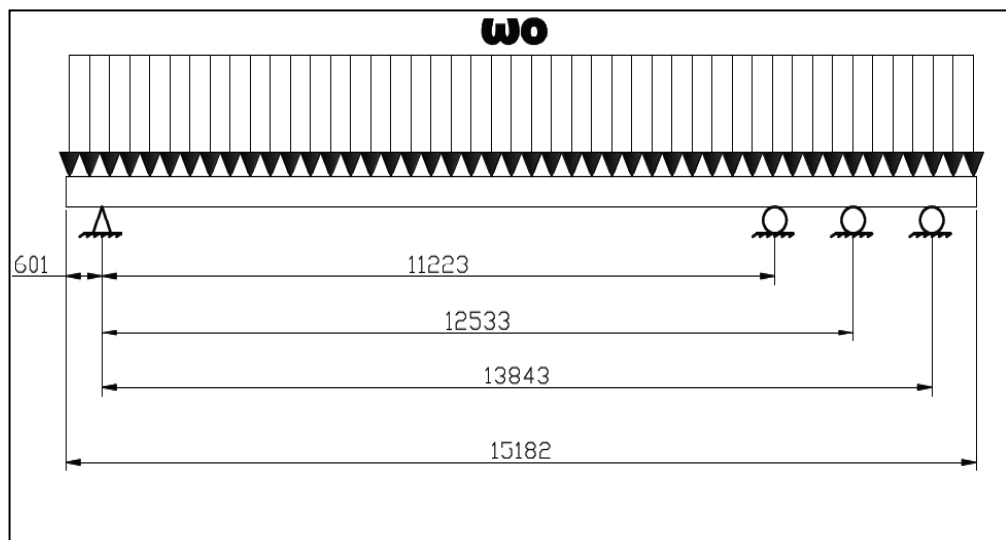
Para el diseño de las vigas principales se considera como puntos de apoyo los tres ejes y el acople entre el chasis y el tracto camión. El sistema de suspensión de los ejes realiza la función de reparto de cargas entres los ejes, según las dimensiones ya establecidas.

La carga total se considera para el diseño de las vigas como una carga uniformemente distribuida. En donde el 70% se encuentra en las vigas principales y 30 % en los amarres.

El diseño se realizará tomando en cuenta las propiedades de acero ASTM A-514 el cual es comúnmente usado en este tipo de estructura.

Una vez determinado los puntos de apoyo tanto del King pin como de los ejes se procede a realizar el respectivo cálculo.

La carga w_0 uniformemente distribuida correspondiente al peso de la estructura (TARA)



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.7 DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN DE CARGAS MUERTAS

$$W=6.980\text{Kg}$$

$$L=15,18 \text{ m}$$

$$W = 6.980\text{Kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W=68.404 \text{ N}$$

$$W_0=68.404 \text{ N}/15,18 \text{ m}$$

$$W_0=4.506 \text{ N/m}$$

Se procede a calcular los valores de las reacciones:

$$\uparrow +\sum Fy = 0$$

$$\text{Si } R_2 = R_3 = R_4$$

$$R_1 + 3R_2 = W \quad (1)$$

$$M_1 = 0$$

$$R_2 \cdot 11,23\text{m} + 12,533 + 13,843 = 68.404 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 6,98\text{m}$$

$$R_2 = 12.717,96\text{N}$$

Por consiguiente:

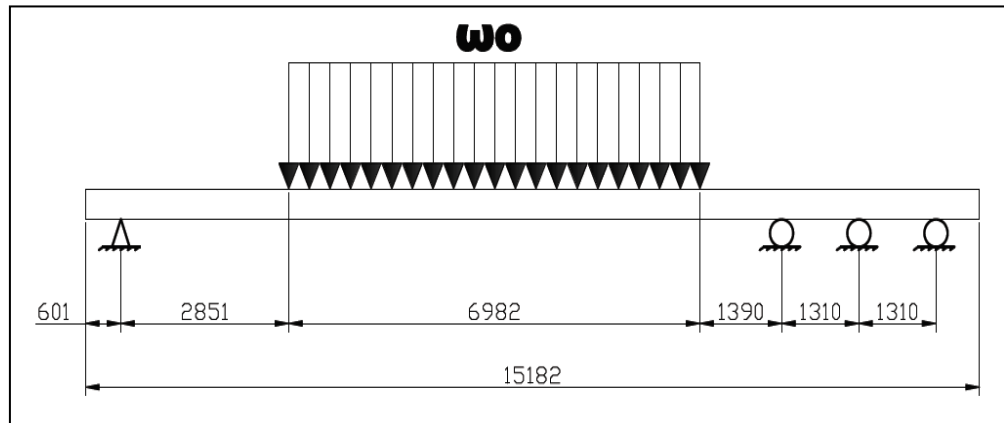
$$R_3 = 74.391,47 \text{ N}$$

$$R_4 = 74.391,47 \text{ N}$$

Entonces

$$R_1 = 30.250,2 \text{ N}$$

La carga uniforme w_0 uniformemente distribuida correspondiente a las fuerzas vivas es de:



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.8 DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN DE CARGAS VIVAS

$$W=45.000 \text{ Kg}$$

$$L=15,18 \text{ m}$$

$$W = 45.000 \text{ Kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W=441.000 \text{ N}$$

$$W_0=441.000 \text{ N}/15,18 \text{ m}$$

$$W_0= 63.162,41 \text{ N/m}$$

Se procede a calcular los valores de las reacciones:

$$\uparrow + \sum Fy = 0$$

$$\text{Si } R_2 = R_3 = R_4$$

$$R_1 + 3R_2 = W \quad (2)$$

$$M_1 = 0$$

$$R_2 \cdot 11.23m + 12.533 + 13.843 = 441000 \frac{N}{m} * 6.342 m$$

$$R_2 = 74391.47 N$$

Por consiguiente:

$$R_3 = 74391.47 N$$

$$R_4 = 74391.47 N$$

Entonces:

$$R_1 = 217825.57 N$$

De los datos obtenidos se realiza la siguiente tabla con el reparto de cargas

TABLA 7
REACCIONES DE LOS APOYOS DE LA PLATAFORMA
CAMA BAJA

	KING-PIN (N)	1° EJE (N)	2° EJE (N)	3° EJE (N)
Debido a la TARA	30.265,75	12.712,75	12.712,75	12.712,75
Debido a la carga	217.825,57	74.391,47	74.391,47	74.391,47

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

4.5.2 Diseño de las Vigas de Amarre

Las vigas principales son los elementos mas importantes a diseñar, ya que estas son las que soportan la carga a través de la longitud de las mismas.

Para determinar las reacciones que actúan sobre cada una de las vigas principales, se toma la mitad del valor de las reacciones obtenidas anteriormente.

En la siguiente tabla se obtienen los valores de las reacciones con las que se van a trabajar.

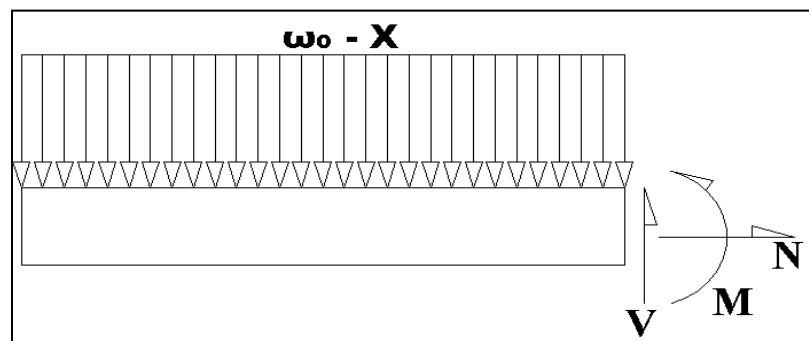
TABLA 8
VALORES DE REACCIONES PARA CADA VIGA PRINCIPAL

	KING-PIN (N)	1° EJE (N)	2° EJE (N)	3° EJE (N)
Debido a la TARA	15.132,875	6.356,375	6.356,375	6.356,375
Debido a la carga	108.912,785	37.195,735	37.195,735	37.195,735

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

Cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores en viga principal

Para determinar los esfuerzos cortantes y los momentos flectores de las vigas principales se hace el análisis solo con la carga del peso de la estructura y el otro análisis solo con la carga a la que se desea analizar.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

**FIGURA 4.9 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE
FUERZAS INTERNAS**

Carga muerta

Los diagramas de cortante y momento flector se pueden representar con las siguientes funciones.

$$0 < x < 0,601$$

$$V = 2.252,5 x \quad (3)$$

$$M = -1.126,25 x^2 \quad (4)$$

$$\mathbf{0,601 < x < 11,82}$$

$$V = 2.252,5 x - 15.132,875 \quad (5)$$

$$M = -1.126,25 x^2 + 15.132,875 * x - 0,601 \quad (6)$$

$$\mathbf{11,82 < x < 13,13}$$

$$V = 2.252,5 x - 21.484,08 \quad (7)$$

$$M = -1.126,25 x^2 + 15.132,875 * x - 0,601 + 6,358,98 * x - 11,82 \quad (8)$$

$$\mathbf{13,13 < x < 14,44}$$

$$V = 2.252,5 x - 27.843,06 \quad (9)$$

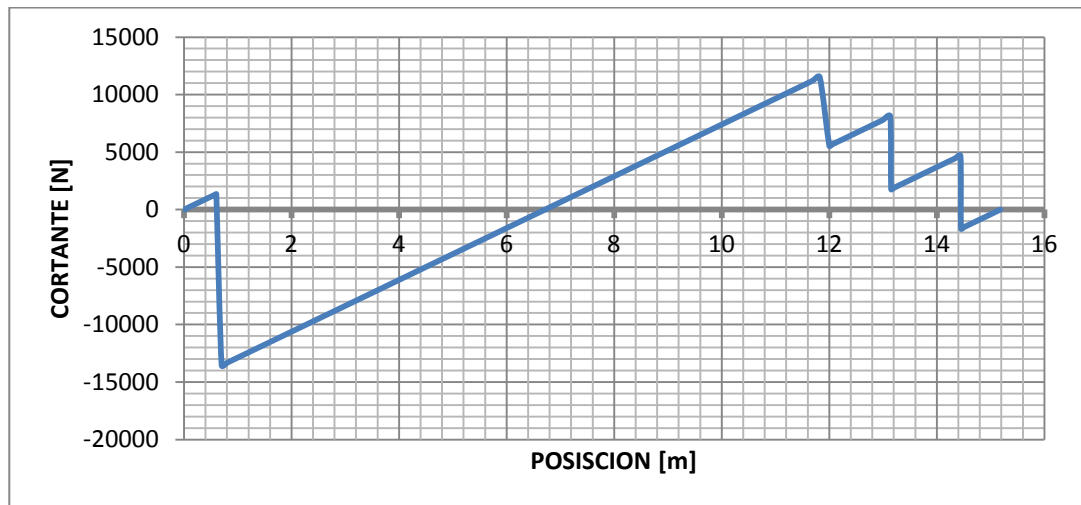
$$M = -1.126,25 x^2 + 15.132,875 * x - 0,601 + 6.358,98 * x - 11,82 + 6.358,98 * x - 13,13 \quad (10)$$

$$\mathbf{14,44 < x < 15,18}$$

$$V = 2.252,5 x - 34202,04 \quad (11)$$

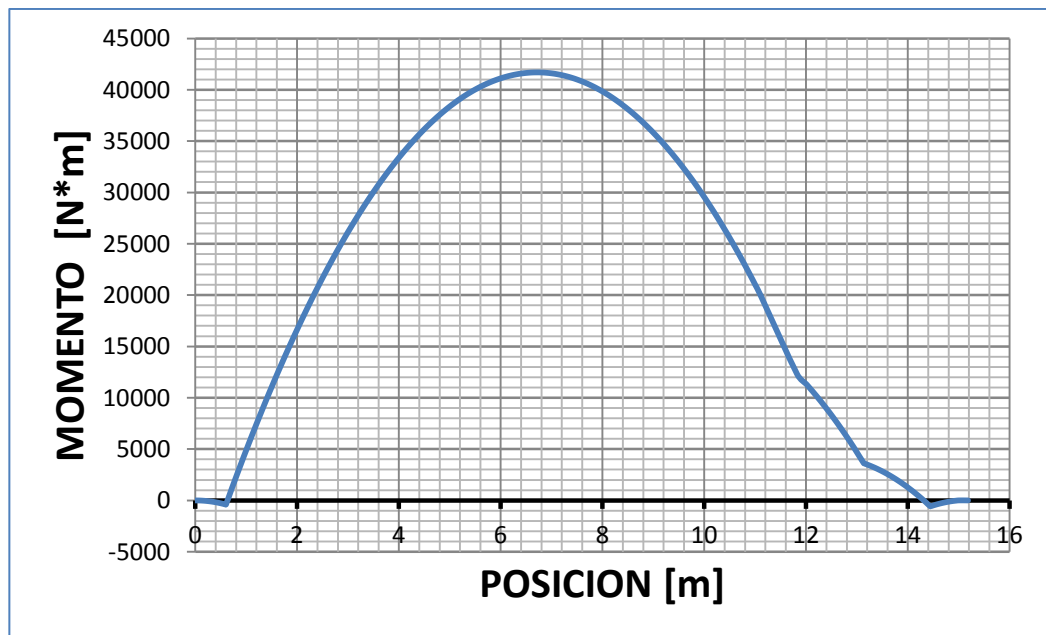
$$M = -1.126,25 x^2 + 15.132,875 * x - 0,601 + 6.358,98 * x - 11,82 + 6.358,98 * x - 13,13 + 6.358,98 (x - 14,44)$$

$$(12)$$



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.10 DIAGRAMA DE CORTANTE VS POSICIÓN DE CARGA MUERTA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.11 DIAGRA MOMENTO VS POSICIÓN DE CARGA MUERTA

Carga viva

Los diagramas de cortante y momento flector se pueden representar con las siguientes funciones.

$$0 < x < 0,601$$

$$V = 0$$

$$M = 0$$

$$0,601 < x < 3,45$$

$$V = -37.195,74 \quad (13)$$

$$M = 37.195,74 * x - 0,601 \quad (14)$$

$$3,45 < x < 10,43$$

$$V = 31.581,21 * x - 3.452 - 37.195,74 \quad (15)$$

$$M = -15.790,60 (x - 3,45)^2 + 37.195,74 * x - 0,601 \quad (16)$$

$$10,43 < x < 11,82$$

$$V = 111.587,19 \quad (17)$$

$$M = -220.499,99 * x - 6,943 + 108.912,76 * x - 0,601 \quad (18)$$

$$11,82 < x < 13,13$$

$$V = 74.391,45 \quad (19)$$

$$M = -220.499,99 * x - 6,943 + 108.912,76 * x - 0,601 + 37.195,74 * x - 11,82 \quad (20)$$

$$\mathbf{13,13 < x < 14,44}$$

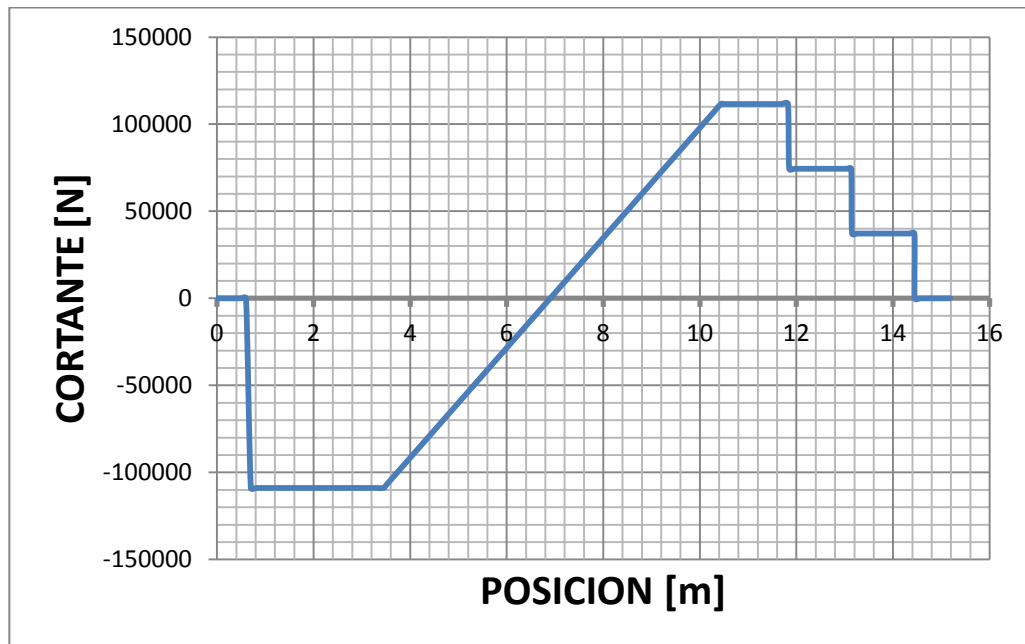
$$V = 37.195,72 \quad (21)$$

$$M = -220.499,99 * x - 6,943 + 108.912,76 * x - 0,601 + 37.195,74 * x - 11,82 + 37.195,74 * x - 13,13 \quad (22)$$

$$\mathbf{14,44 < x < 15,18}$$

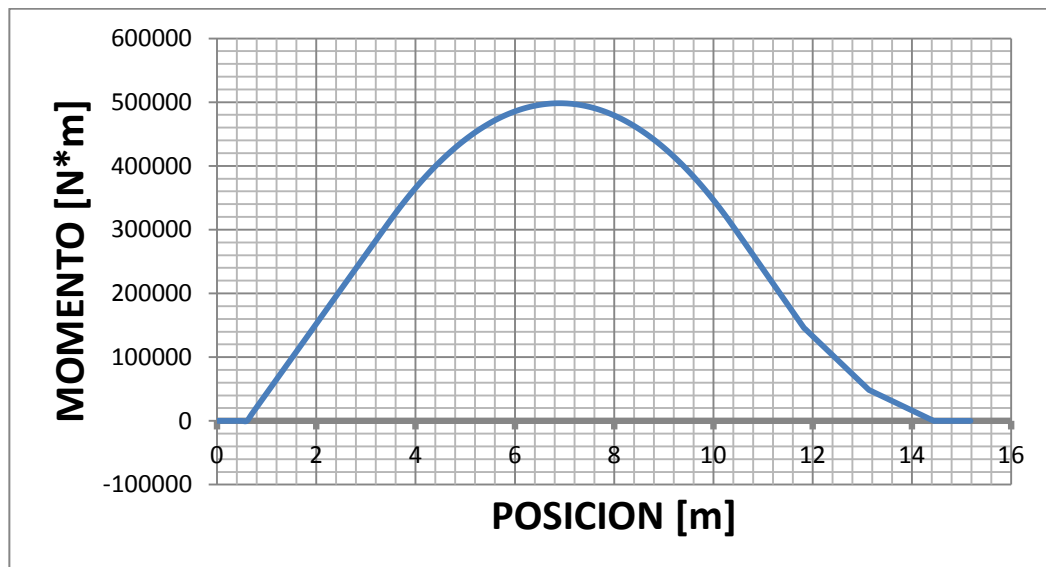
$$V = 0$$

$$M = -220.499,99 * x - 6,943 + 108.912,76 * x - 0,601 + 37.195,74 * x - 11,82 + 37.195,74 * x - 13,13 + 37.195,74 * x - 14,44 \quad (23)$$



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.12 DIAGRAMA DE CORTANTE VS POSICIÓN DE CARGA VIVA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.13 DIAGRAMA MOMENTO VS POSICIÓN DE CARGA VIVA

En la siguiente tabla se puede observar los valores máximos de cortante y momento de cada caso antes mencionado.

TABLA 9
VALORES MÁXIMOS DE CORTANTES Y MOMENTOS

	CARGA MUERTA	POSICIÓN [m]
CORTANTE MAX 1 [N]	13.548,35	0,601
MOMENTO MAX 1 [N*m]	41.690,62	6,7
	CARGA VIVA	POSICIÓN [m]
CORTANTE MAX 1 [N]	111.587,2	10,42
MOMENTO MAX 2 [N*m]	498.311,83	6,9

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

Según la AISC se tiene que cumplir la siguiente condiciones

$$M_u \leq \phi_b F_y Z \quad (24)$$

$$V_u \leq \phi_v V_n \quad (25)$$

$$M_u = 1,2 M_{max1} + 1,6 M_{max2} \quad (26)$$

$$V_u = 1,2 V_{max1} + 1,6 V_{max2} \quad (27)$$

Donde:

$$\phi_b = 0,9$$

$$\phi_v = 0,9$$

$$F_y = 690 \text{ MPa} \quad \text{ASTM 514}$$

$$Z = \frac{I}{c}$$

$$V_n = 0,6 F_{yw} A_w \quad (28)$$

$A_w =$ Area de seccion transversal

$M_u =$ Momento último

$V_u =$ Cortante último

$M_{max1} =$ Momento flector maximo 1

$M_{max2} =$ Momento flector maximo 2

$V_{max1} =$ Fuerza cortante maximo 1

$V_{max2} =$ Fuerza cortante maximo 2

Una vez determinado los momentos y cortantes máximos se procederá a seleccionar el perfil mediante las siguientes iteraciones conociendo que la altura máxima de una viga es de 500 mm y mínima es de 440mm, según las que existen en el mercado local. A continuación se muestra la siguiente tabla de datos.

TABLA 10
DATOS DE PERFILES TIPO I VIGAS PRINCIPALES

<u>Ala (mm)</u>	<u>Alma(mm)</u>	<u>$I \times 10^6 \text{ mm}^4$</u>	<u>$Z \times 10^6 \text{ mm}^3$</u>
15	12	339,97	1,5453
15	10	328,48	1,4931
15	8	316,99	1,4409
12	12	291,86	1,3267
12	10	279,87	1,2721

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

Dado que M_u está en función del material y de la geometría del perfil se realiza el siguiente despeje en donde

$$\frac{M_u}{\phi_b F_y} \leq Z \quad (29)$$

$$M_u = 1,2 \cdot 41.690,62 + 1,6 \cdot (498.311,83)$$

$$M_u = 847.327,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{0,847 \times 10^6}{0,9(690 \times 10^6)} \leq Z$$

$$0,00136 \text{ m}^3 \leq Z$$

Dado que los valores se encuentran dentro del rango se selecciona un perfil tipo IPE 440 que tiene de espesor de ala de 15 y de alma de 12 mm.

Entonces se tiene:

$$\frac{M_u}{\phi_b * M_n}^2 + \frac{V_u}{\phi_v * V_n}^2 \leq 1 \quad (30)$$

Resolviendo las ecuaciones de momento último y de cortante último tiene que:

$$M_u = 1,2 M_{max1} + 1,6 M_{max2}$$

$$M_u = 1,2 (41.690,62) + 1,6 (498.311,83)$$

$$M_u = 847.327,67 \text{ N} * \text{m}$$

$$V_u = 1,2 V_{max1} + 1,6 V_{max2}$$

$$V_u = 1,2(13.548,35) + 1,6(111.587,2)$$

$$V_u = 194.797,54 \text{ [N]}$$

Entonces reemplazando en la ecuación 30 se tiene:

$$\frac{847.327,67}{0,9 * M_n}^2 + \frac{194.797,54}{0,9 * V_n}^2 \leq 1$$

$$\frac{847.327,67}{0,9 \cdot 690 \times 10^6 (0,001545)}^2 + \frac{194.797,54}{0,9 \cdot 0,60 \cdot 690 \times 10^6 (0,01092)}^2$$

$$0.78 \leq 1$$

Por lo tanto el perfil cumple con las especificaciones del diseño de la viga principal.

4.5.3 Diseño de los Elementos de Unión.

Para el diseño de las vigas de amarre se determinará las cargas por unidad de área tomando en cuenta tanto las cargas muertas como las vivas utilizadas anteriormente. En donde ambas se la tomaron como cargas distribuidas en la plataforma.

Longitud de plataforma = 6,98 m

Carga Viva = 441.000 N

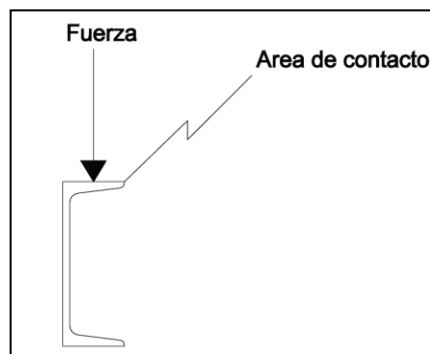
Carga Muerta = 31.458,09 N

Área de carga= 6,982x2,7= 18,85 m²

$$CV = \frac{441.000}{18,85} = 23.393,48 \frac{N}{m^2}$$

$$CM = \frac{31.458,09}{18,85} = 1.668,7 \frac{N}{m^2}$$

Cada viga de amarre absorbe una parte de las cargas debido a su área de contacto la cual es la que se encuentra interactuando con las cargas, ver figura adjunta.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

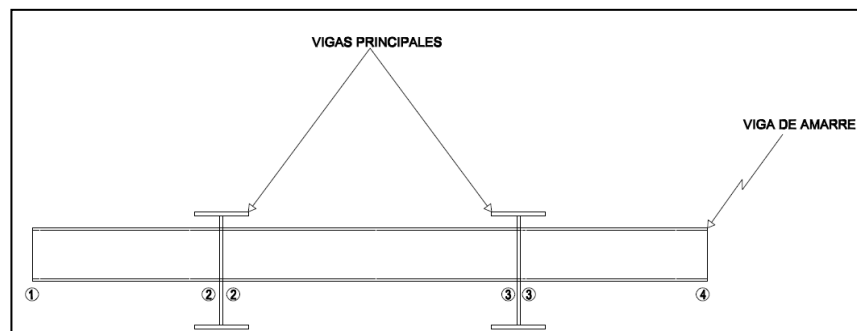
FIGURA 4.14 ÁREA DE CONTACTO VIGAS DE AMARRE

Para obtener una distribución lineal se toma como dato la dimensión del ala del perfil en este caso el perfil utilizado es un perfil UPN 200, en donde $d=0.075\text{m}$.

$$CV' = 23.393,48 \frac{N}{m^2} \times 0,075 \text{ m} = 1.754,51 \frac{N}{m}$$

$$CM' = 1.668,7 \frac{N}{m^2} \times 0,075 \text{ m} = 125,15 \frac{N}{m}$$

Las fuerzas distribuidas CV' y CM' se encuentran distribuidas a lo largo del perfil el mismo que atraviesa las vigas principales tal como se muestra en la figura adjunta.

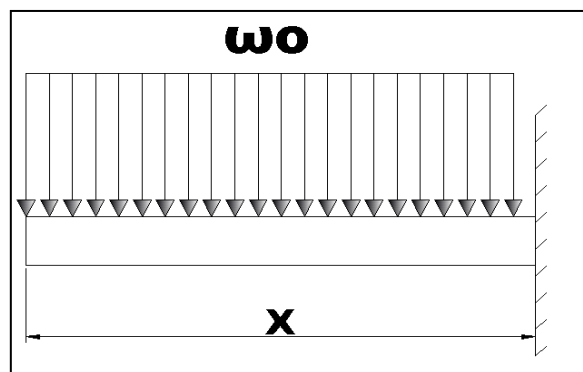


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.15 VIGAS DE AMARRE

Para el análisis de la viga de amarre se procede a realizar los cálculos en tres secciones 1-2, 2-3 y 3-4.

SECCION 1-2



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.16 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS SECCIÓN 1-2

En donde las variables son las siguientes:

CARGA VIVA

$$CV' = 125,15 \frac{N}{m}$$

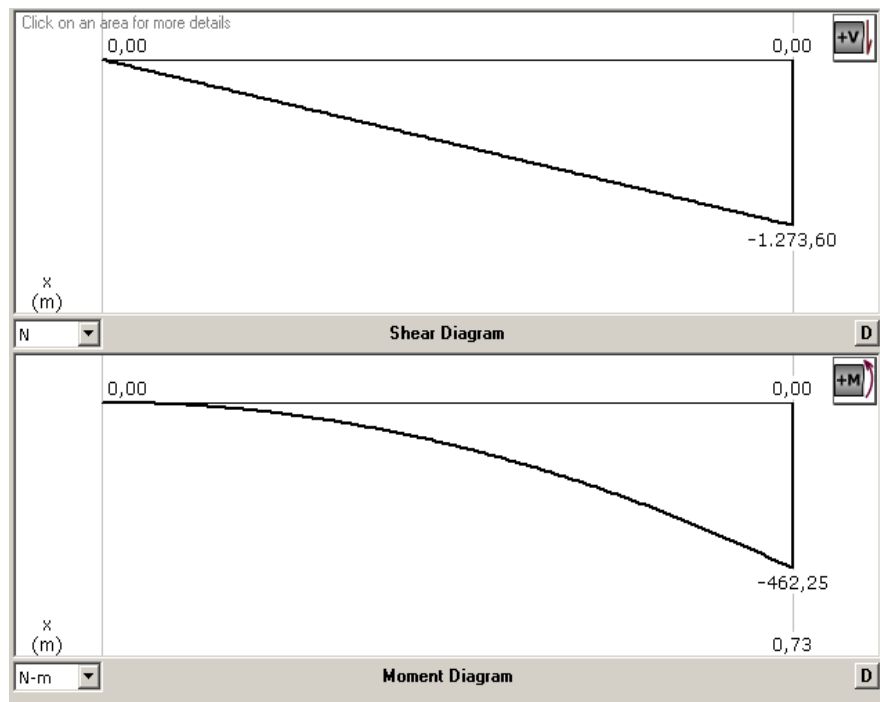
$$X = 0,7259 \text{ m}$$

CARGA MUERTA

$$CM' = 1.754,51 \frac{N}{m}$$

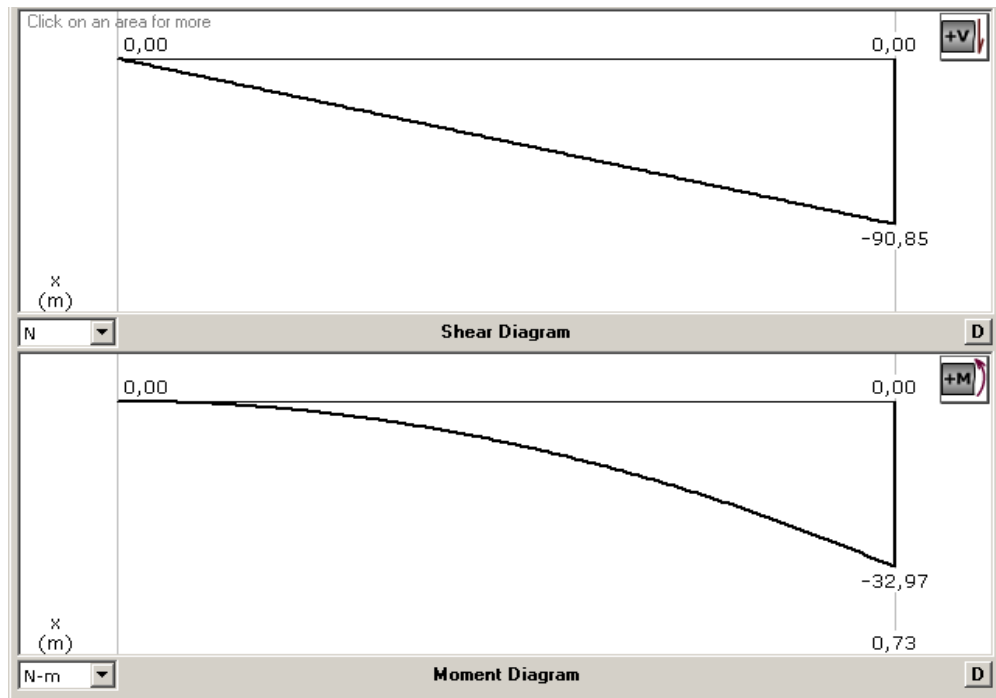
$$X = 0,7259 \text{ m}$$

CARGA VIVA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.17 DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO A CARGA VIVA CARGA MUERTA



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.18 DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO A CARGA MUERTA

Dado que las sección 1-2 y 3-4 son iguales se realiza el cálculo para una sección, tomando en cuenta los valores máximos de momento y de cortante según las graficas obtenidas. En donde:

$$M_u = 1,2D + 1,6L \quad (31)$$

$$M_u = 1,2 \cdot 32,97 + 1,6 \cdot 462,25 = 779,16 \text{ N.m}$$

$$V_u = 1,2D + 1,6L \quad (32)$$

$$V_u = 1,2 \cdot 90,85 + 1,6 \cdot 1.273,60 = 2.146,78 \text{ N.m}$$

Dado que el perfil está sometido a una combinación de fuerzas se calcula de la siguiente manera.

$$\frac{M_u}{\phi_b M_n}^2 + \frac{V_u}{\phi_v V_n}^2 \leq 1$$

En donde:

$$M_u = 779,16 \text{ N.m}$$

$$V_u = 2.146,78 \text{ N}$$

$$F_y = 248 \text{ MPa}$$

$$\phi_b = 0,90$$

$$Z = 2,28 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \rightarrow \text{Perfil UPN200}$$

$$F_{yw} = 248 \text{ MPa}$$

$$\phi_v = 0,60$$

$$A_w = 3,22 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_n = F_{yw} A_w \quad (33)$$

$$M_n = F_y Z \quad (34)$$

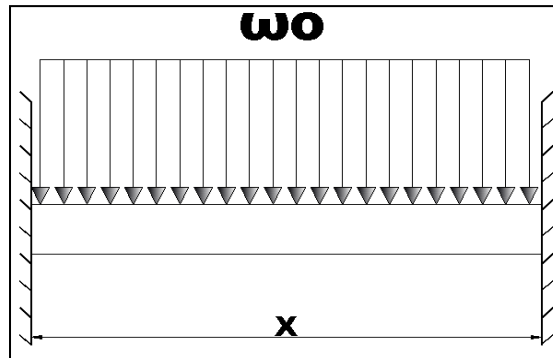
$$V_n = 248 \times 10^6 \cdot 3,22 \times 10^{-3} = 798560 \text{ N}$$

$$M_n = 248 \times 10^6 \cdot 2,28 \times 10^{-4} = 56544 \text{ N.m}$$

$$\frac{779,16}{0,90 \times 56544}^2 + \frac{2146,78}{0,60 \times 798560}^2 = 2,54 \times 10^{-4}$$

$$2,54 \times 10^{-4} < 1$$

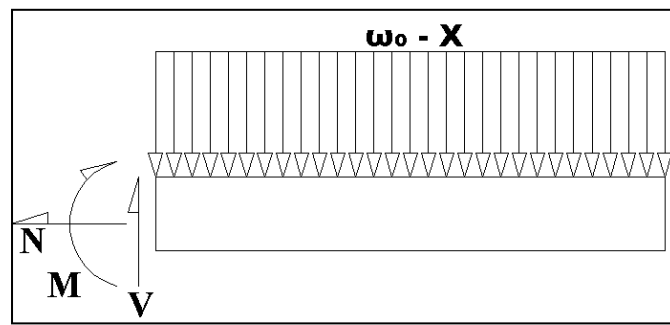
Se procede a analizar para la sección 2-3



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.19 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS VIGAS DE AMARRE SECCIÓN 2-3

CARGA VIVA

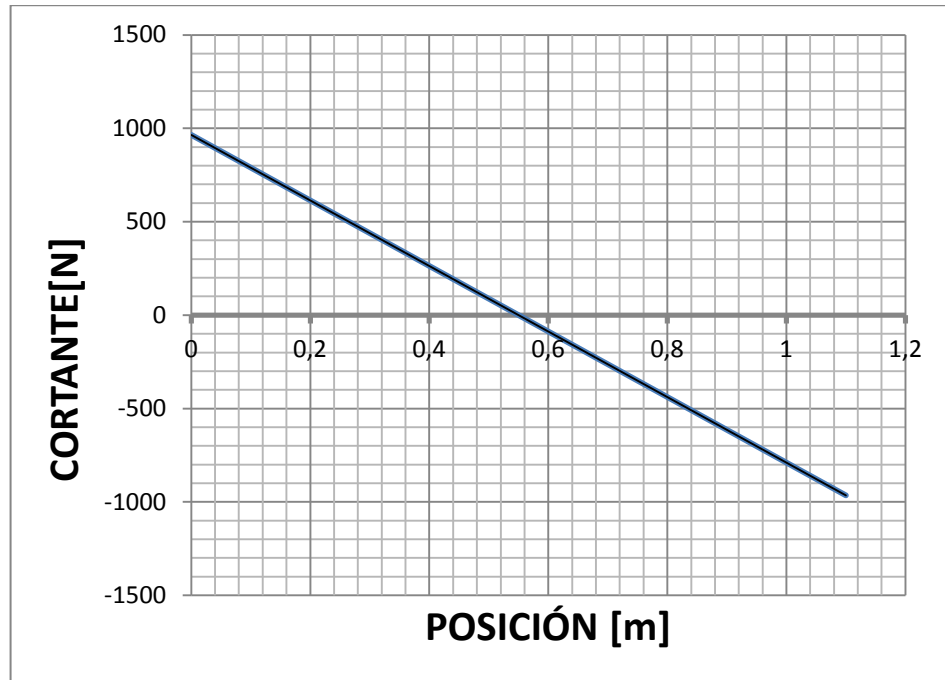


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.20 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE SECCIÓN 2-3

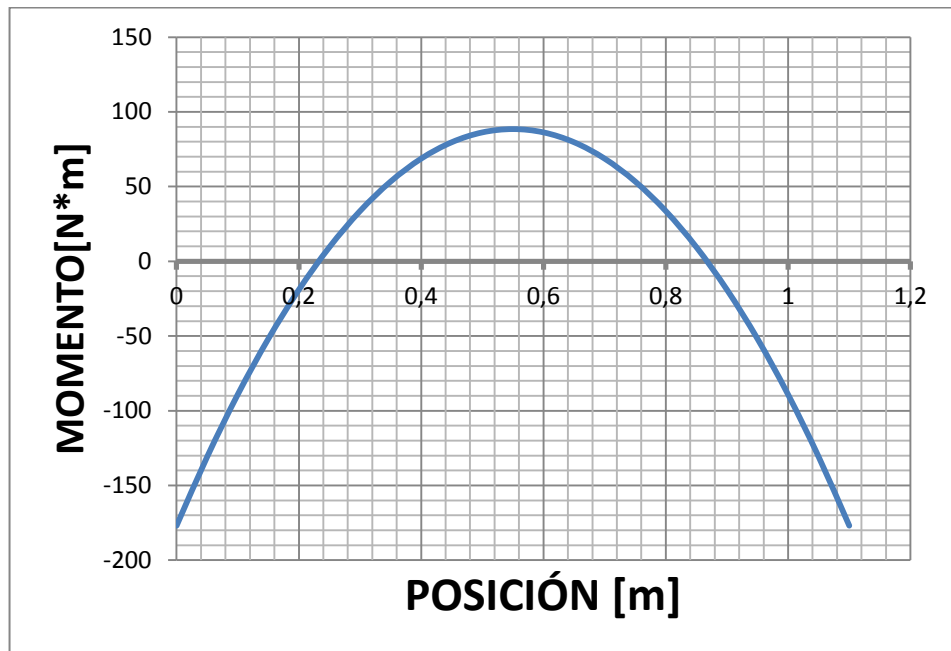
$$CV' = 125,15 \frac{N}{m}$$

$$X = 1,10 \text{ m}$$



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.21 DIAGRAMA DE CORTANTE VS POSICIÓN DE CARGA VIVA



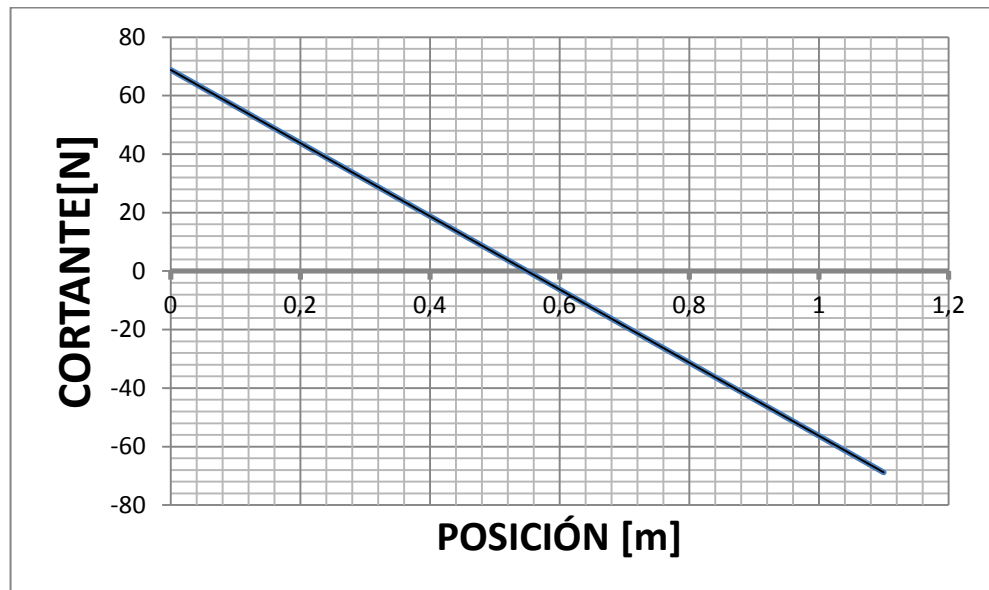
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.22 DIAGRAMA MOMENTO VS POSICIÓN DE CARGA VIVA

CARGA MUERTA

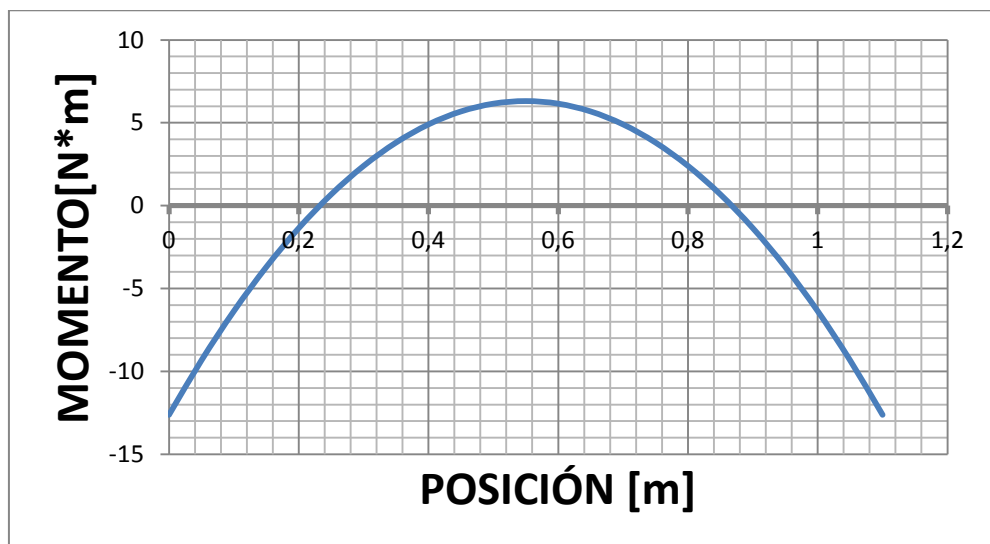
$$CM' = 1.754,51 \frac{N}{m}$$

$$X = 1,10 \text{ m}$$



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.23 DIAGRAMA DE CORTANTE VS POSICIÓN DE CARGA MUERTA.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.24 DIAGRAMA MOMENTO VS POSICIÓN DE CARGA MUERTA

Una vez realizado los gráficos y tomado los valores máximos se calcula para los siguientes valores.

$$M_u = 1,2D + 1,6L$$

$$M_u = 1,2 \cdot 6,31 + 1,6 \cdot 88,45 = 149,10 \text{ N.m}$$

$$V_u = 1,2D + 1,6L$$

$$V_u = 1,2 \cdot 68,83 + 1,6 \cdot 964,98 = 1.626,56 \text{ N.m}$$

$$\frac{M_u}{\phi_b M_n}^2 + \frac{V_u}{\phi_v V_n}^2 \leq 1$$

En donde:

$$M_u = 149,10 \text{ N.m}$$

$$V_u = 1.626,56 \text{ N}$$

$$F_y = 248 \text{ MPa}$$

$$\phi_b = 0,90$$

$$Z = 2,28 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \rightarrow \text{Perfil UPN200}$$

$$F_{yw} = 248 \text{ MPa}$$

$$\phi_v = 0,60$$

$$A_w = 3,22 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_n = F_{yw} A_w$$

$$M_n = F_y Z$$

$$V_n = 248 \times 10^6 \cdot 3,22 \times 10^{-3} = 798.560 \text{ N}$$

$$M_n = 248 \times 10^6 \cdot 2,28 \times 10^{-4} = 56.544 \text{ N.m}$$

$$\frac{149,10}{0,90 \times 56.544}^2 + \frac{1.626,56}{0,60 \times 798.560}^2 = 2.01 \times 10^{-5}$$

$$2.01 \times 10^{-5} < 1$$

Una vez calculado las secciones 1-2,2-3 y 3-4 se concluye que perfil laminado UPN 200 cumple con las condiciones de diseño.

4.6.3 Diseño de los Elementos de Unión.

Para el diseño de los elementos de unión se tomó en consideración las CV (cargas vivas) y CM (cargas muertas) calculadas anteriormente. De donde se obtienen los siguientes datos:

CM

$$V=7.162,53 \text{ N}$$

$$M=30.347,48 \text{ N-m}$$

CV

$$V=37.195,74 \text{ N}$$

$$M=109.243,88 \text{ N-m}$$

Se procede a realizar los siguientes cálculos:

$$P = \frac{V}{A} = \frac{1.2D+1.6L}{0.016 \times 0.015} = \frac{68108.22}{0.00024} \quad (35)$$

$$P = 283.78 \text{ MPa}$$

Para el material del pin se eligió el acero AISI 4340 cuyas propiedades y dimensiones son:

$$S_y = 700 \text{ MPa}$$

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

$$l = 75 \text{ mm}$$

$$n = \frac{S_y}{P} \quad (36)$$

$$n = 2.46$$

Con este factor de seguridad se concluye que el material elegido para los pines es el adecuado para la función que va a desempeñar.

4.5.4 Diseño del Plato Giratorio.

La plancha frontal de la plataforma cama baja en la cual se ubica el king pin será diseñada para que pueda soportar cargas tanto a compresión como a tensión debido a que el cabezal produce una fuerza de arrastre igual al peso de la

estructura más la carga a transportar para el transporte de la misma. Esto por esto que de los cálculos anteriores se procede a calcular los esfuerzos que actúan sobre la misma.

Fuerzas que actúen sobre el elemento:

COMPRESIÓN

$$F_{max1} = 217.825,57 \text{ N}$$

$$F_{min1} = 30.265,75 \text{ N}$$

TENSIÓN

$$F_{max2} = 511.795,20 \text{ N}$$

$$F_{min2} = 70.795,20 \text{ N}$$

Tanto las fuerzas de compresión y tensión poseen máximos y mínimos debido a que se toma en cuenta cuando la plataforma esta con y sin carga máxima.

ESFUERZOS

Para el cálculo de los esfuerzos se considera dos áreas A1 para compresión y A2 para tensión.

$$A_1 = 1,2 \times 1,5 - \frac{\pi \times 0,115^2}{4} = 1,789 \text{ m}^2 \quad (37)$$

$$A_2 = 1,2 - 0,115 \times 0,012 = 0,01326 \text{ m}^2 \quad (38)$$

Dado que $\sigma = \frac{F}{A}$ se calcula los esfuerzos

$$\sigma_{max1} = 121.758,28 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{min1} = 16.917,69 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{max2} = 38.596.923,07 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{min2} = 5.339.004,52 \text{ Pa}$$

Se calcula mediante el esfuerzo de Von Mises para un estado de esfuerzos biaxial.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa} \sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} \quad (39)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm} \sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} \quad (40)$$

Se procede a calcular mediante el método de teoría de fallas en donde:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_e \quad (41)$$

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0,506 S_{ut} = 202,4 \text{ MPa}$$

$$k_a = aS_{ut}^b = 56,1 \times 400^{-0,719} = 0,755$$

$k_b = 1$ Debido a que no existe efecto por la carga axial

$$k_c = 0,923$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$S_e = 0,755 \times 1 \times 0,923 \times 1 \times 1 \times 202,4$$

$$S_e = 141,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \frac{(121.758,28)^2 + (38.596.923,07)^2 - 121.758,28 \cdot (38.596.923,07)}{2}$$

$$\sigma'_a = 38,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \frac{(16.917,69)^2 + (5.339.004,52)^2 - (16.917,69) \cdot (5.339.004,52)}{2} + 0$$

$$\sigma'_m = 5,33 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (42)$$

$$\frac{38,53}{141,40} + \frac{5,33}{400} = \frac{1}{n}$$

$$n = 3.49$$

Una vez realizado los cálculos se obtiene un factor de seguridad de 3.49 el cual no indica que las dimensiones y el espesor de la plancha cumple con su propósito.

4.5.5 Selección del Sistema Hidráulico.

La función del sistema hidráulico es la de patas de apoyo para la plataforma y de unión entre el cuello y la plataforma.

El sistema está compuesto por dos cilindros hidráulicos y la válvula de control del mismo, la alimentación del sistema se la realiza por medio del cabezal el cual deberá poseer un tanque reservorio el cual es accionado desde la cabina del conductor.

Para la selección de los cilindros hidráulicos se debe tomar en cuenta que los mismos deberán levantar la plataforma cargada adicional al peso de la estructura.

Para poder determinar la fuerza de un cilindro se realiza el siguiente cálculo:

$$P = \frac{F}{A} \quad (43)$$

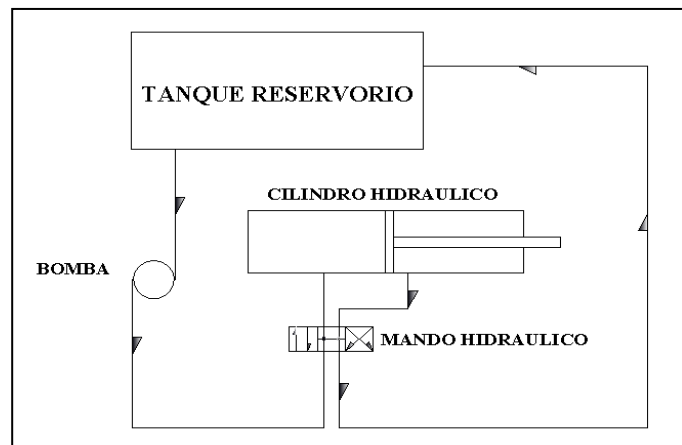
En donde la presión está dada por la bomba del cabezal cuyo rango oscila entre 800 y 2000 psi. El diámetro del vástago es de $2\frac{3}{4}$ ". Por lo tanto:

$$F = P \times A \quad (44)$$

$$F = 1.250 \times \frac{\pi(2\frac{3}{4})^2}{4} = 62.832 \text{ lbs} \rightarrow 28.560 \text{ kg}$$

Dado que se van a utilizar dos cilindros la fuerza total es de 57.120 kg.

A continuación se presentan un esquema del sistema hidráulico.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

**FIGURA 4.25 DIAGRAMA HIDRAÚLICO
PLATAFORMA CAMA BAJA**

4.5.6 Diseño de la Soldadura

La soldabilidad es la capacidad de mantener la continuidad metálica en la unión de las dos piezas soldadas y sobre todo en el aspecto mecánico, es decir que debe ser capaz de transmitir los esfuerzos que se produzcan en la unión. Todo proceso debe ser el adecuado para asegurar el mantenimiento de esas propiedades de continuidad.

En estructuras metálicas el material base es muy constante y esto es una ventaja puesto que evita incertidumbres de origen y por tanto existe menos riesgo a la hora de acertar con el resto de las variables intervinientes en el proceso electrodos, corriente y velocidad.

Antes de soldar se debe preparar la junta la cual se denomina al espacio que existe entre los elementos a soldar y que responde a tres tipos: juntas rectas, juntas en V y juntas en U, esta ultima puede prepararse por una cara o por dos caras. La preparación de la junta se realiza mediante corte y mecanizado. Los procesos más empleados para realizar el corte de piezas son los de oxicorte.

Hay diferentes tipos de juntas para soldar, su importancia depende de la soldadura que se desea obtener.

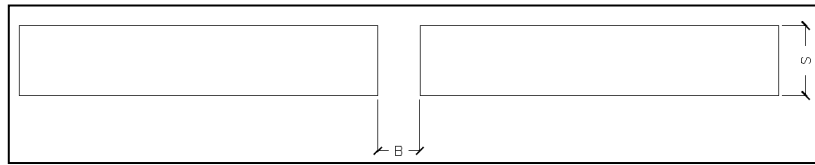
Generalmente se presentan los siguientes tipos de juntas:

- Junta a tope.
- Junta de solape.
- Junta en ángulo.

Junta a tope: es aquella donde los bordes de las chapas a soldar, se tocan en toda su extensión, formando un ángulo de 180 grados entre sí. Este tipo de junta se efectúa en todas las posiciones, y se subdividen en 3 tipos:\

- Juntas a tope en bordes rectos.
- Juntas a tope en bordes achaflanados en V.
- Juntas a tope en bordes achaflanados en X.

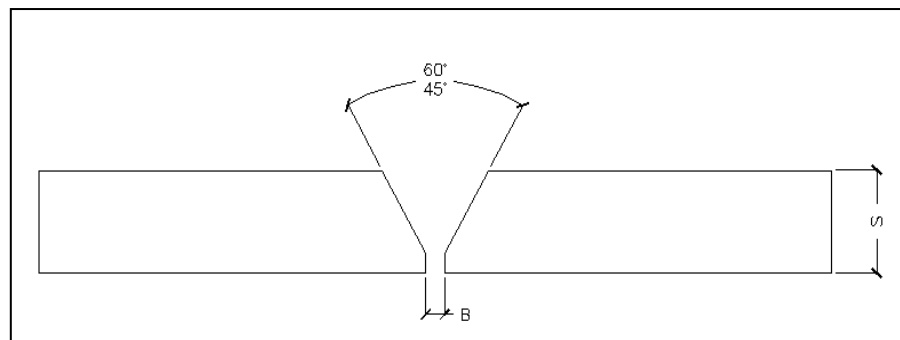
Juntas a tope en bordes rectos: Son juntas donde el borde de las chapas no requiere preparación mecánica. Es usado este tipo de juntas, en la unión de chapas no mayores a 6 mm de espesor, también se considera esta junta para piezas que no sean sometidas a grandes esfuerzos.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.26 JUNTA A TOPE EN BORDES RECTOS.

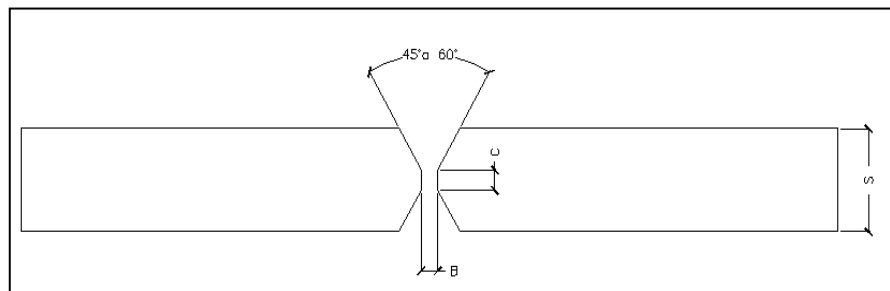
Juntas a tope en bordes achaflanados en V: Son aquellas en la que los bordes a soldar requieren preparación mecánica, de tal forma que al unirlos formen una V. es necesario este tipo de junta para piezas cuyo espesor varía entre 6 y 12 mm, mediante esta preparación se logra la buena penetración de la soldadura, así como también el completo relleno de toda la sección. Se puede soldar en todas las posiciones frecuentemente.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.27 JUNTAS A TOPE EN BORDES ACHAFLANADOS EN V.

Juntas a tope en bordes achaflanados en X: son aquellas que requieren preparación mecánica que se efectúa por ambos lados de la pieza a soldar, de tal forma que al unir dichos lados formen una X entre sí. Este tipo de junta es frecuentemente usado en piezas que serán sometidas a grandes esfuerzos. Se aplica en todas las posiciones y en chapas que sobrepasan los 18 mm de espesor.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

**FIGURA 4.28 JUNTAS A TOPE EN BORDES
ACHAFLANADOS EN X**

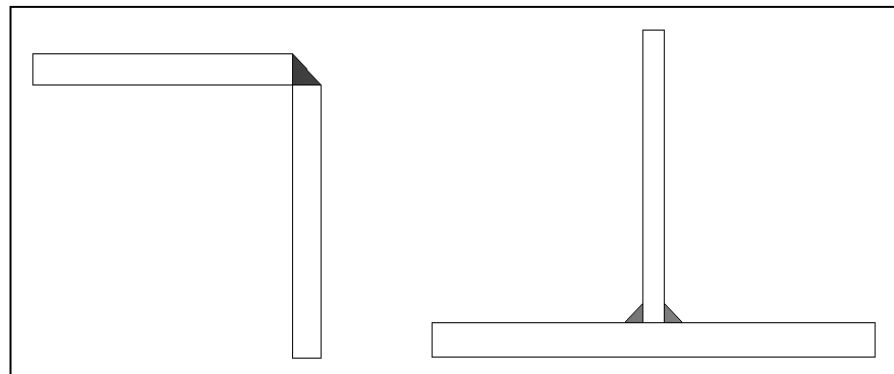
Juntas a traslape: es un tipo de junta donde los bordes de las chapas no requieren preparación mecánica; ya que los mismos van superpuestos. El ancho de la traslape dependerá del espesor de la chapa.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.29 JUNTAS A TRASLAPE

Juntas en ángulo y en T: son aquellas donde las piezas debido a su configuración forman ángulos interiores y exteriores en el punto a soldar. Debido a esto los bordes no requieren preparación mecánica.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 4.30 JUNTAS EN ANGULO Y EN T

Antes de realizar el cálculo de soldadura se debe tener en cuenta las ciertas observaciones. Toda unión de dos o más elementos debe ser capaz de transmitir los esfuerzos a los

que va estar sometida. El diseño de la unión deberá cumplir con los siguientes requisitos básicos:

1.-Debe responder fielmente al modelo de cálculo simplificado requerido para la estructura, es decir si se proyecta una articulación, esa unión no debe transmitir momentos; si se trata de una unión rígida es evidente que se comportará como tal.

2.-Se deben proyectar uniones lo más sencillas posible, que no tengan tensiones residuales en exceso y que sean accesibles para su realización e inspección.

3.-La unión deberá ser el adecuado para los esfuerzos.

Posteriormente a esto se procede a realizar el cálculo de soldadura en el área de carga y en las vigas de amarre de la cama-baja; mediante los datos obtenidos anteriormente en donde se las combinaciones de cargas dieron los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 1,2 \cdot 13.548,35 + 1,6 \cdot 111.587,20 = 194.797,54 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 1,2 \cdot 41.690,62 + 1,6 \cdot 498.311,83 = 847.327,67 \text{ N.m}$$

Se realiza los cálculos según las propiedades del tipo de soldadura a filete para la viga del área de carga en donde:

$$A = 1,414 hb \quad (45)$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad (46)$$

$$I = 0,707hI_u \quad (47)$$

$b = 6.982 \text{ mm} \rightarrow$ longitud de la viga principal

$d = 410 \text{ mm} \rightarrow$ ancho del alma de la viga

$$\tau' = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{194.797,54}{1,414 hb} \quad (48)$$

$$\tau'' = \frac{M_{\max c}}{I} = \frac{1.198.482,7}{hbd} \quad (49)$$

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (50)$$

Tanto τ' y τ'' están en función de h que es la garganta de la soldadura la cual se va a seleccionar mediante el uso de la siguiente tabla.

TABLA 11
TAMAÑOS MÍNIMOS DE SOLDAURAS EN FILETE [13]

Tabla 5.4 Tamaños mínimos de soldaduras de filete		
Espesor de la más gruesa de las partes unidas mm (pulg.)		Tamaño ¹ mínimo del filete mm (pulg.)
menor o igual que 6.3	($\leq \frac{1}{4}$)	3.2 ($\frac{1}{8}$)
más de 6.3 hasta 12.7	($\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$)	4.8 ($\frac{3}{16}$)
más de 12.7 hasta 19.1	($\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$)	6.3 ($\frac{1}{4}$)
mayor que 19.1	($> \frac{3}{4}$)	7.9 ($\frac{5}{16}$)

¹ Dimensión de la pierna del filete de soldadura. Deben usarse soldaduras depositadas en un solo paso.

Ya que el mayor espesor del perfil es de 15 mm. Se elige la garganta de 6.3 mm., por lo cual se obtiene lo siguiente:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 69,85 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El proceso de soldadura se lo realizará utilizando el alambre F11A6-ECM2-M2-H8 el cual posee un $S_{ut} = 760 \times 10^6 \text{ Pa}$.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577(760 \times 10^6)}{69,85 \times 10^6} = 6,27 \quad (51)$$

Una vez realizado los cálculos se obtuvo un factor de seguridad $n=6,27$ el cual indica que la garganta selecciona

de 6,3 mm cumple con el diseño de soldadura de las vigas principales.

De la misma manera se calcula para las vigas de amarre las cuales constan de perfiles UPN 200 y poseen los siguientes valores:

$$V_{\max} = 2.146,78 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 779,16 \text{ N.m}$$

Las propiedades del tipo de soldadura a filete para las vigas de amarre son las siguientes:

$$A = 0,707 h(2b + d) \quad (52)$$

$$I_u = \frac{d^2}{12} (6b + d) \quad (53)$$

$$I = 0,707 h I_u \quad (54)$$

$$\tau' = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{8.675,61}{h}$$

$$\tau'' = \frac{M_{\max} c}{I} = \frac{50.878,84}{h}$$

Se elige un $h = 6,3 \text{ mm}$

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 8,60 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Usando el alambre ER 100 S-G con un $S_{ut} = 690 \times 10^6 \text{ Pa}$.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577(690 \times 10^6)}{8,60 \times 10^6} = 46,29$$

Con estos se concluye que el tipo de electrodo y el cordón cumple con los requerimientos del diseño, el siguiente paso a seguir es el de fabricación para lo cual es necesario realizar los siguientes requerimientos según los establecidos por los códigos AWS, ASME y API.

Especificación de Procedimiento de Soldadura WPS (Welding Procedure Specification) : Es un documento que relaciona las variables a considerar en la realización de una soldadura específica, determina la ejecución de las pruebas de calificación tanto del procedimiento como del soldador.


Reporte de Calificación de Procedimiento PQR: Este documento corresponde al anexo del WPS, y en el van detallados todos los pasos que conllevan a la calificación de un procedimiento y el soldador. En él están relacionados las diferentes pruebas o ensayos realizados y la certificación de aprobación o rechazo firmada por inspector certificado en soldadura.

Procedimiento de Calificación del WPS: Se refiere a todas las condiciones presentes en la realización de una soldadura. El procedimiento se efectuará en un equipo calibrado y calificado, se utilizarán los materiales recomendados en las especificaciones y se efectuarán las soldaduras según lo establecido en el código, las cuales deben corresponder a las que se ejecutarán en la fabricación. Posteriormente se someterán los materiales utilizados en el procedimiento a las pruebas exigidas por el código, para comprobar la conservación de sus propiedades físicas, su resistencia mecánica, doblado, resistencia al impacto, dureza y análisis químico.

Calificación del Soldador: Las pruebas de calificación del soldador se aplican principalmente a la soldadura manual con electrodo revestido, SMAW, y los métodos de soldadura por procesos GMAW, GTAW, FCAW, SAW. En los que la capacidad del operario ejercerá influencia sobre el resultado final.

Para el proceso de fabricación se elabora el WPS (Welding Procedure Specification) de los casos analizados

anteriormente tanto para el área de carga como para las vigas principales, según las figuras adjuntas.



WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS-FIMCP-IM-1)

1 de 2

Company Name Escuela Superior Politécnica del Litoral By: Manuel A. Pacilla Nieto - Gonzalo Setamayo
 Welding Procedure Specification (WPS) WPS-FIMCP-IM-1 Date: 30-04-19 Supporting PQR N° (s) PQR-FIMCP-IM-1
 Revision N° 0 Date _____
 Welding Process(es) SAW Type(s) Automático
(Automatic, Manual, Machine, or Semi-Auto.)

JOINTS (QW-402)

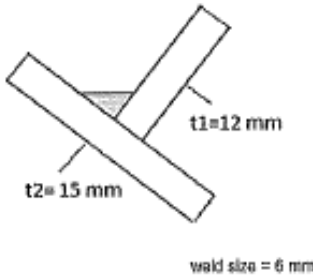
Joint Design FILETE
 Backing (Yes) _____ (No) X
 Backing Material (Type) _____
(Refer to both backing and retainers)

Metal Nonfusing Metal
 Nonmetallic Other

Sketches, Production drawings, Weld Symbols or Written Description should show the general arrangement of the parts to be welded. Where applicable, the root spacing and the details of weld groove may be specified.

(At the option of the Mfg., sketches may be attached to Describe Joint design, weld layers and bead sequence, e. g. for notch toughness procedures, for multiple process procedures, etc)

Details



BASE METALS (QW-403)

P-N° 11B Group N° 4 to P-N° 11B Group N° 4

Thickness Range:

Base Metal:	<u>ASTM A514 Gr-B</u>	Groove:	<u>N/A</u>	Filler:	<u>##</u>
Pipe Dia. Range:	<u>N/A</u>	Groove:	<u>N/A</u>	Filler:	<u>N/A</u>
Other:	<u>N/A</u>				

FILLER METALS (QW-404)

Spec. N° (SFA)	<u>A5.17M.23</u>
AWS N° (Class)	<u>F11A8-ECM2-M2-1B</u>
P-N°	<u>8</u>
A-N°	<u>1</u>
Size of Filler Metals	<u>6/32" (4mm)</u>
Weld Metal	
Thickness Range:	
Groove	
Filler	<u>12-15 mm</u>
Electrode - Flux (Class)	<u>N/A</u>
Flux Trade Name	<u>N/A</u>
Consumable Insert	<u>N/A</u>
Other	<u>N/A</u>

FIGURA 4.31 WPS VIGAS PRINCIPALES 1 [13]


	WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS-FIMCP-IM-1)	2 de 2						
POSITIONS (QW-405)		POSTWELD HEAT TREATMENT (QW-407)						
Position(s) of Groove	N/A	Temperature Range						
Welding Progression:	Up <u>N/A</u> Down <u>N/A</u>	Time Range						
Position(s) of Fillet	1F							
PREHEAT (QW-406)		GAS (QW-408)						
Preheat Temp. Min	°C	Percent Composition						
Interpass Temp. Max	°C	Gases/FCAW	(Mixture)	Flow Rate				
Preheat Maintenance	°C	Shielding	N/A	N/A				
(Continuous or special heating where applicable should be recorded)		Tacking	N/A	N/A				
		Backing	N/A	N/A				
ELECTRICAL CHARACTERISTICS (QW-409)								
Current AC or DC	DC	Polarity	(*)					
Amps (Range)	500 - 600	Volts (Range)	30 - 33					
(Amps and volts range should be recorded for each electrode size position, an thickness, etc. This information may be listed in a tabular form similar to that shown below.)								
Tungsten Electrode Size and Type	N/A (Pure Tungsten, 2% Thoriated, etc)							
Mode of Metal Transfer For GMAW	N/A (Spray arc, short circuiting arc, etc)							
Electrode Wire feed speed range	80-100 mm/min							
TECHNIQUE (QW-410)								
String or Weave Bead	Weave Bead							
Orifice or Gas Cup Size								
Initial and Interpass Cleaning (Brushing, Grinding, etc)	brushing and grinding							
Method of Back Gouging	N/A							
Oscillation	N/A							
Contact Tube to Work Distance	N/A							
Multiple or Single Pass (per side)	Single							
Multiple or Single Electrodes	Single							
Travel Speed (Range)	50-80 in/min							
Peening	N/A							
Other	N/A							
WELD DATA TABLE								
Weld Layer(s)	Process	Filler Metal		Current		Volt Range	Travel Speed Range (in/min)	Other (e.g., Remarks, Complements, Hot Wire, Addition, Technique, Torch Angle, etc.)
		Class	Ø	Type Polarity	Amperage Range			
1	SAW	E11A5-E1C12-N2-H8	5/32" (4mm)	DC+	500-600	30-33	50-80	N/A

FIGURA 4.32 WPS VIGAS PRINCIPALES 2 [13]

	WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS-FIMCP-IM-2)	1 de 2																										
Company Name <u>Escuela Superior Politécnica del Litoral</u> By: <u>Manuel A. Padilla Méndez - Gonzalo Solomayor</u> Welding Procedure Specification (WPS) <u>WPS-FIMCP-IM-2</u> Date: <u>30/Jul-13</u> Supporting PQR N°. (s) <u>R-12-0F</u> Revision N° <u>0</u> Date _____ Welding Process(es) <u>GMW</u> Type(s) <u>Semi-Auto</u> (Automatic, Manual, Machine, or Semi-Auto)																												
<p style="text-align: center;">JOINTS (QW-402)</p> Joint Design <u>TOPE</u> Backing (Yes) _____ (No) <u>X</u> Backing Material (Type) _____ (Refer to both backing and restraint) <input type="checkbox"/> Metal <input type="checkbox"/> Nonfusing Metal <input type="checkbox"/> Nonmetallic <input type="checkbox"/> Other <p><small>Sketches, Pictorial drawings, Weld Symbols or Written Descriptions should show the general arrangement of the parts to be welded. Where applicable, the root spacing and the details of weld groove may be specified.</small></p> <p><small>(At the option of the Mfg., sketches may be attached to illustrate joint design, weld layout and bead sequence, e.g. for both toughest procedures, for multiple process procedures, etc)</small></p>	<p style="text-align: center;">Details</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr><td>T1</td><td>8 mm</td></tr> <tr><td>r</td><td>3 mm</td></tr> <tr><td>R</td><td>3 mm</td></tr> <tr><td>a</td><td>60</td></tr> </table>	T1	8 mm	r	3 mm	R	3 mm	a	60																			
T1	8 mm																											
r	3 mm																											
R	3 mm																											
a	60																											
BASE METALS (QW-403)																												
P-N° <u>11B</u> Group N° <u>4</u> to P-N° <u>11B</u> Group N° <u>4</u> Thickness Range: Base Metal: <u>ASTM A514 GrB</u> Groove <u>8-15 mm</u> Fillet <u>NA</u> Pipe Dia. Range: <u>NA</u> Groove <u>NA</u> Fillet <u>NA</u> Other <u>NA</u>																												
FILLER METALS (QW-404)																												
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr><td>Spec. N° (SFA)</td><td><u>A5.28</u></td></tr> <tr><td>AWS N° (Class)</td><td><u>ER100S-G</u></td></tr> <tr><td>F-N°</td><td><u>8</u></td></tr> <tr><td>A-N°</td><td><u>1</u></td></tr> <tr><td>Size of Filler Metals</td><td><u>0.035" (0.9 mm)</u></td></tr> <tr><td>Weld Metal</td><td></td></tr> <tr><td>Thickness Range:</td><td></td></tr> <tr><td> Groove</td><td><u>8-15 mm</u></td></tr> <tr><td> Fillet</td><td><u>all</u></td></tr> <tr><td>Electrode - Flux (Class)</td><td><u>NA</u></td></tr> <tr><td>Flux Trade Name</td><td><u>NA</u></td></tr> <tr><td>Consumable Isent</td><td><u>NO</u></td></tr> <tr><td>Other</td><td><u>NA</u></td></tr> </table>			Spec. N° (SFA)	<u>A5.28</u>	AWS N° (Class)	<u>ER100S-G</u>	F-N°	<u>8</u>	A-N°	<u>1</u>	Size of Filler Metals	<u>0.035" (0.9 mm)</u>	Weld Metal		Thickness Range:		Groove	<u>8-15 mm</u>	Fillet	<u>all</u>	Electrode - Flux (Class)	<u>NA</u>	Flux Trade Name	<u>NA</u>	Consumable Isent	<u>NO</u>	Other	<u>NA</u>
Spec. N° (SFA)	<u>A5.28</u>																											
AWS N° (Class)	<u>ER100S-G</u>																											
F-N°	<u>8</u>																											
A-N°	<u>1</u>																											
Size of Filler Metals	<u>0.035" (0.9 mm)</u>																											
Weld Metal																												
Thickness Range:																												
Groove	<u>8-15 mm</u>																											
Fillet	<u>all</u>																											
Electrode - Flux (Class)	<u>NA</u>																											
Flux Trade Name	<u>NA</u>																											
Consumable Isent	<u>NO</u>																											
Other	<u>NA</u>																											

FIGURA 4.33 WPS AREA DE CARGA 1 [13]

	WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS-FIMCP-IM-1)	2 de 2																			
POSITIONS (QW-406)		POSTWELD HEAT TREATMENT (QW-407)																			
Position(s) of Groove <u>N.A.</u> Welding Progression: Up <u>N.A.</u> Down <u>N.A.</u> Position(s) of Fillet <u>1G</u>		Temperature Range <u>N.A.</u> Time Range <u>N.A.</u>																			
PREHEAT (QW-408)		GAS (QW-409)																			
Preheat Temp. Min <u>°C</u> Interpass Temp. Max <u>°C</u> Preheat Maintenance <u>°C</u> (continuous or special heating where applicable should be recorded)		<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2"></th> <th colspan="3">Percent Composition</th> </tr> <tr> <th>Gas(es)</th> <th>(Volume)</th> <th>Flow Rate</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Shielding</td> <td><u>N.A.</u></td> <td><u>90%Ar/10%CO2</u></td> <td><u>10l/min</u></td> </tr> <tr> <td>Trailing</td> <td><u>N.A.</u></td> <td><u>N.A.</u></td> <td><u>N.A.</u></td> </tr> <tr> <td>Backing</td> <td><u>N.A.</u></td> <td><u>N.A.</u></td> <td><u>N.A.</u></td> </tr> </tbody> </table>		Percent Composition			Gas(es)	(Volume)	Flow Rate	Shielding	<u>N.A.</u>	<u>90%Ar/10%CO2</u>	<u>10l/min</u>	Trailing	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>	Backing	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>
	Percent Composition																				
	Gas(es)	(Volume)	Flow Rate																		
Shielding	<u>N.A.</u>	<u>90%Ar/10%CO2</u>	<u>10l/min</u>																		
Trailing	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>																		
Backing	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>	<u>N.A.</u>																		
ELECTRICAL CHARACTERISTICS (QW-409)																					
Current AC or DC <u>DC</u> Polarity <u>[+]</u> Amps (Range) <u>230-250</u> Volts (Range) <u>20-30</u> (Amps and volts range should be recorded for each electrode size position, an thickness, etc. This information may be listed in a tabular form similar to that shown below.)																					
Tungsten Electrode Size and Type <u>N.A.</u> (Pine Tungsten, 2% Thoriated, etc)																					
Mode of Metal Transfer For GMAW <u>N.A.</u> (Spay arc, short circuiting arc, etc)																					
Electrode Wire Feed speed range <u>500 in/min</u>																					
TECHNIQUE (QW-410)																					
String or Weave Bead <u>Weave Bead</u> Grifts or Gas Cup Size _____ Initial and Interpass Cleaning (brushing, Grinding, etc) <u>brushing and grinding</u> Method of Back Gouging <u>N.A.</u> Oscillation <u>N.A.</u> Contact Tube to Work Distance <u>N.A.</u> Multiple or Single Pass (per side) <u>Multiple</u> Multiple or Single Electrodes <u>N.A. Single</u> Travel Speed (Range) <u>10 in/min</u> Peening <u>N.A.</u> Other <u>N.A.</u>																					
Weld Layer(s)	Process	Filler Metal	Current	Vol Range	Travel Speed Range (in/min)	Other (e.g., Remarks, Complements, Hot Wire, Addition, Technique, Torch Angle, etc.)															
		Class Ø	Type Polarity Amperage Range																		
1	GMAW	ER100S-G 0.035" (0.9 mm)	DC+ 230-250	20-30	10.00	N.A.															
n	GMAW	ER100S-G 0.035" (0.9 mm)	DC+ 230-250	20-30	10.00	N.A.															

FIGURA 4.34 WPS AREA DE CARGA [13]

4.5.7 Selección de accesorios.

Se procederá a seleccionar los diferentes tipos de accesorios basándose en las cargas y reacciones obtenidas en los cálculos anteriores.

Selección del King Ping

Para la selección del King ping hay que recordar que este es un elemento totalmente estandarizado y fabricados con los altos niveles de calidad, con elevadas resistencias al impacto, desgaste y a fatiga.

La selección se la realiza de acuerdo a la disponibilidad del mercado y del espesor del plato giratorio, que para este caso es de 12 mm.

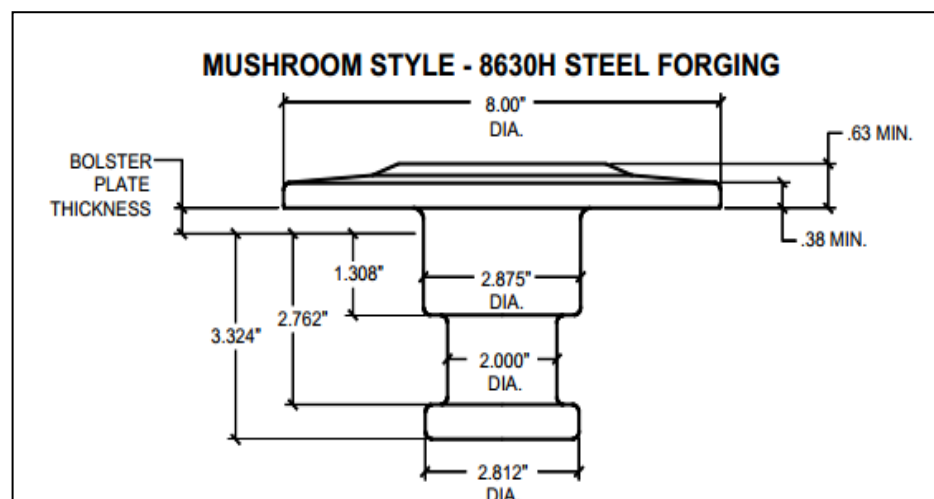


FIGURA 4.35 DIMENSIONES KING PIN [7]

Observando el catálogo presentado en el anexo F se selecciona el King ping de las siguientes características:

- Marca Jost
- Material AISI 8630H
- Tipo KZ-T5
- Espesor del acoplador de $\frac{1}{2}$ " (Bolster plate thickness)

Selección de la suspensión

Para la selección de la suspensión es basada en el cálculo de las reacciones que se representan en los puntos de apoyos, en la condición cuando está sometido a la mayor carga de diseño. Para esto, se toma en cuenta la reacción $R_2 = 26.664,56$ kg.

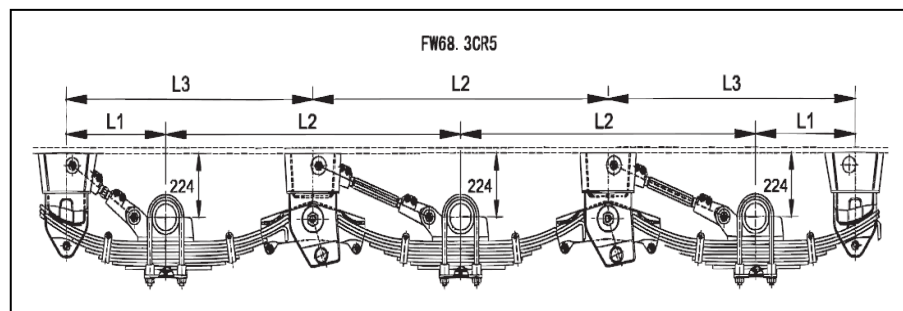


FIGURA 4.36 DIMENSIONES SUSPENSIÓN FUWA [18]

- Marca Fuwa.
- Tipo FW68. 3/1360/224/CR5/8.

- Capacidad de carga 33.000 kg.

Selección de ejes

Para la selección de los ejes se debe tener la consideración que ellos deben ser lo suficientemente robustos para que soporten en conjunto la suspensión la reacción máxima.

$$R_e = \frac{R_t}{\#Ejes} = \frac{26.664,56}{3} = 8.888,17 [kg] \quad (55)$$

Con este valor de carga se selecciona del catálogo del anexo F el siguiente eje.

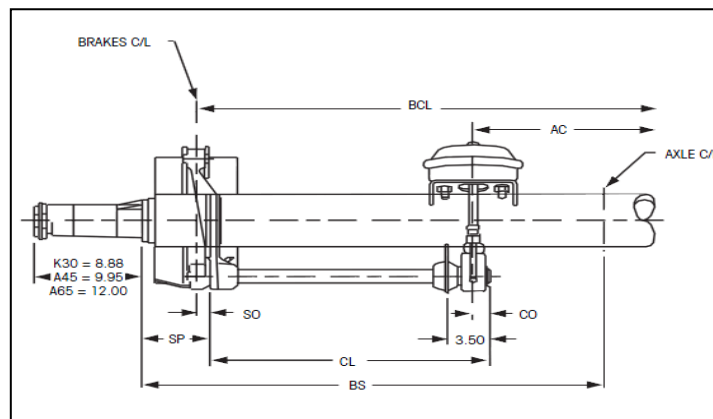


FIGURA 4.37 DIMENSIONES DE EJE [19]

- Marca Hendrickson.
- Modelo K30.
- Tipo eje cuadrado de 5.75" de lado y 0.625" de espesor.

- Capacidad 30.000lbs (13.636,4 Kg).

Selección de las llantas

Para el correcto uso y funcionamiento de la cama baja es necesario considerar ciertos factores y condiciones para la selección de las llantas.

Se colocarán 12 llantas que en conjunto tendrán que transferir la reacción resultante hacia el piso, con lo que se necesita una llanta que soporte la carga de:

$$R_{ll} = \frac{R_t}{\# \text{ Llantas}} = \frac{26.664,56}{12} = 2.222,05 [Kg] \quad (56)$$

Con la carga obtenida se selecciona un tipo de llanta con todas las especificaciones para que brinde el mejor funcionamiento y que sea fácil su adquisición en el mercado nacional.

- Marca Continental Tires
- Modelo HSR
- Medidas 11.00R22.5
- Capacidad de carga a presión mínima indicada 3.610 Kg

CAPÍTULO 5

5. MODELADO ESTRUCTURAL EN LOS PROGRAMAS COMPUTACIONALES.

En este capítulo se realizará el modelado estructural de la plataforma cama baja utilizando los programas SAP 2000® y ANSYS® en donde estos programas utilizan el método de elementos finitos que trata de seleccionar los desplazamientos nodales de forma que los esfuerzos estén en equilibrio (de forma aproximada) con las cargas aplicadas. El Método de los Elementos Finitos convierte las condiciones de equilibrio en un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales (o no lineales) en función de los desplazamientos nodales. Después de obtener la solución de las ecuaciones se pueden hallar las deformaciones y los esfuerzos en los elementos. A medida que se utiliza un mayor número de elementos para representar la estructura, los esfuerzos se acercan más al estado de equilibrio con las cargas aplicadas. Por tanto, un concepto importante en el uso del método de los Elementos Finitos es que, en general, un modelo de Elementos Finitos se aproxima a la solución real del problema

a medida que se incrementa la densidad de elementos, lo cual conduce a la realización de un análisis de convergencia de la solución.

5.1 Modelado Estructural en el Programa SAP 2000®

Una vez que se ingrese la información con respecto a tipos de apoyo, características físicas, elásticas, geométricas, tipos de cargas etc. El programa estará en condiciones de analizar. Con respecto al diseño, se deberán indicar que el diseño es con respecto a la norma AISC. El programa podrá mostrar una información detallada acerca de las características de diseño, mediante la aparición de una ventana en la interfaz.

5.1.1 Descripción del Programa SAP 2000®

El programa SAP 2000® determina a través del método de elementos finitos la respuesta en términos de fuerzas, esfuerzos y deformaciones de áreas y sólidos. Adicional cuenta con poderoso diseño en acero, concreto y aluminio completamente integrado. El diseño de miembros de acero y aluminio permite un pre dimensionamiento y una optimización en el diseño.

Los elementos de un modelo estructural son representados en SAP 2000® mediante objetos, así los puntos representan

nudos, las líneas representan barras y conjuntos de líneas dan lugar a elementos planos que, usualmente varios de ellos pueden representar losas, muros, etc.

El elemento barra se usa para modelar vigas, columnas, barras de armaduras y diagonales tanto en estructuras planas como tridimensionales. Cada elemento barra puede ser cargado con su peso propio, una o varias cargas concentradas y distribuidas. Todos los sistemas coordenados se definen con respecto a un sistema coordenado global X-Y-Z, estos tres ejes serán mutuamente perpendiculares. Cada parte del modelo estructural tiene su propio sistema coordenado local que se utiliza para definir propiedades y cargas.

La información generada por SAP 2000® puede ser exportada a Excel, seleccionando nudos y/o elementos y luego mediante la opción copiar del menú editar traspasar o pegar la información de dicho programa a Excel.

El método de resolución de este programa consta de varias etapas:

- 1.-Selección de las unidades de trabajo.

- 2.-Creacion de la geometría del modelo.
- 3.-Definicion de propiedades del material.
- 4.-Asisgnacion de cargas.
- 5.-Opciones de análisis.

5.1.2 Evaluación de Cargas

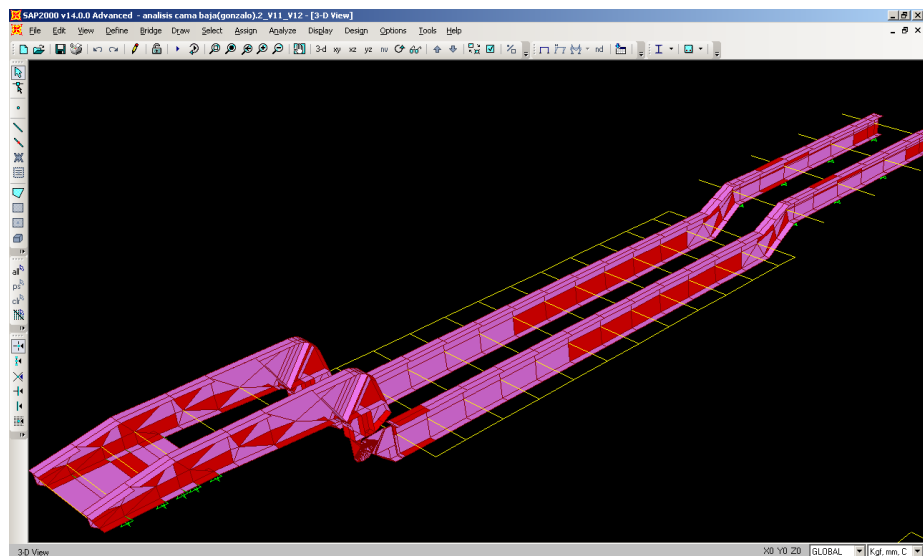
Una vez que se seleccionó el tipo de plataforma a diseñar .La distribución de los miembros o elementos se rige a las magnitudes de las cargas que actúan sobre ellos. Partiendo de un análisis previo se realizó un cálculo de las cargas aplicadas. Las cargas pueden ser estáticas o dinámicas, temporales o permanentes. A estas cargas debe agregarse el peso propio de la estructura.

Es por esto que las cargas que van interactuar sobre la estructura de la plataforma cama baja son el peso propio de la estructura y la carga a la cual fue diseñada inicialmente.

5.1.3 Modelado de la Estructura

Es el proceso por el cual la estructura se analiza mediante el método de elementos finitos en donde cada elemento es

analizado de manera aislada para aplicar en este la teoría. El método de elementos finitos es un procedimiento aproximado y su precisión depende del número de elementos empleados. Para el análisis en el programa SAP 2000® se procede a elegir el sistema de unidades a usar el cual será Kgf, mm, C. Para un análisis más detallado se realizó una distribución geométrica de cada uno de los elementos tal como se muestra en la figura adjunta.



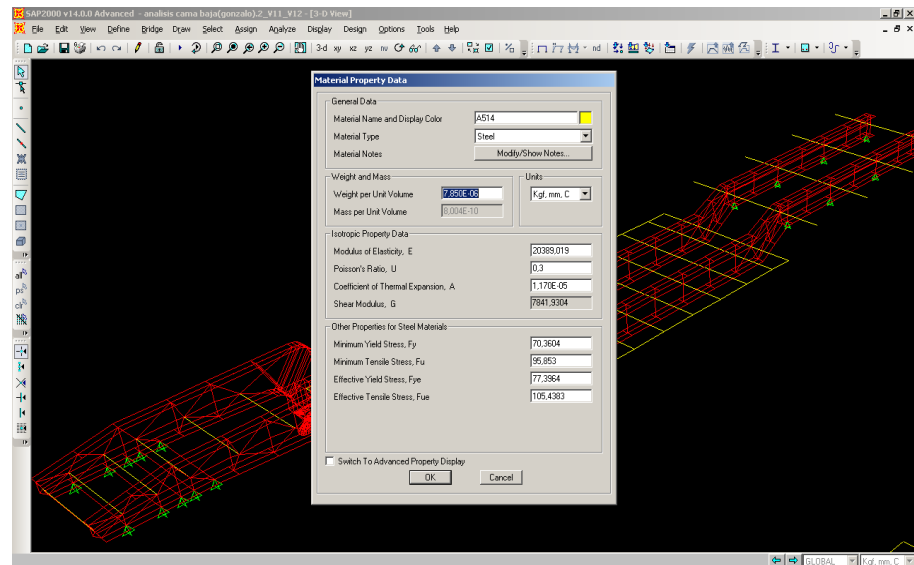
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.1 VISTA GENERAL PLATAFORMA CAMA BAJA

5.1.4 Diseño Estructural

Se procede a dar valores a cada uno de los elementos pertenecientes de la plataforma partiendo del material a

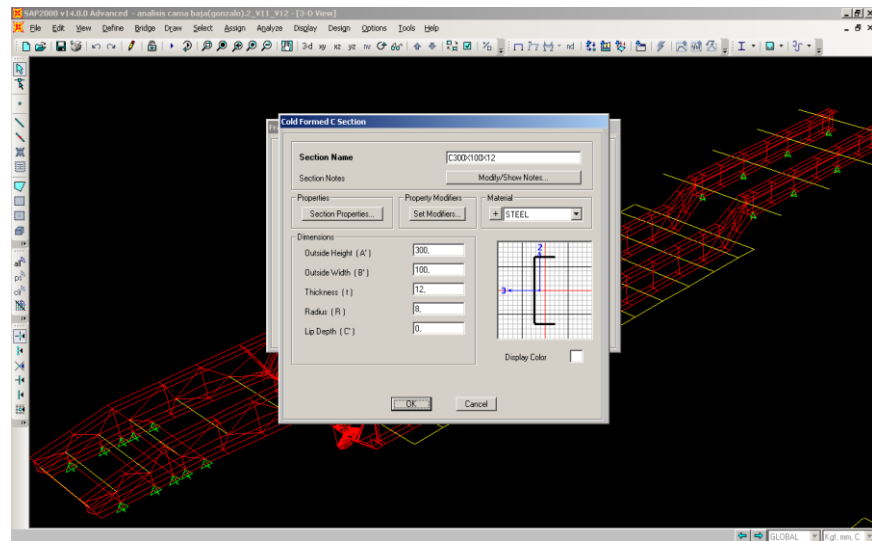
utilizar que es el acero ASTM A 514 para las vigas principales y perfiles plegados. Y establecer el tipo de perfil laminado para las vigas de amarre.



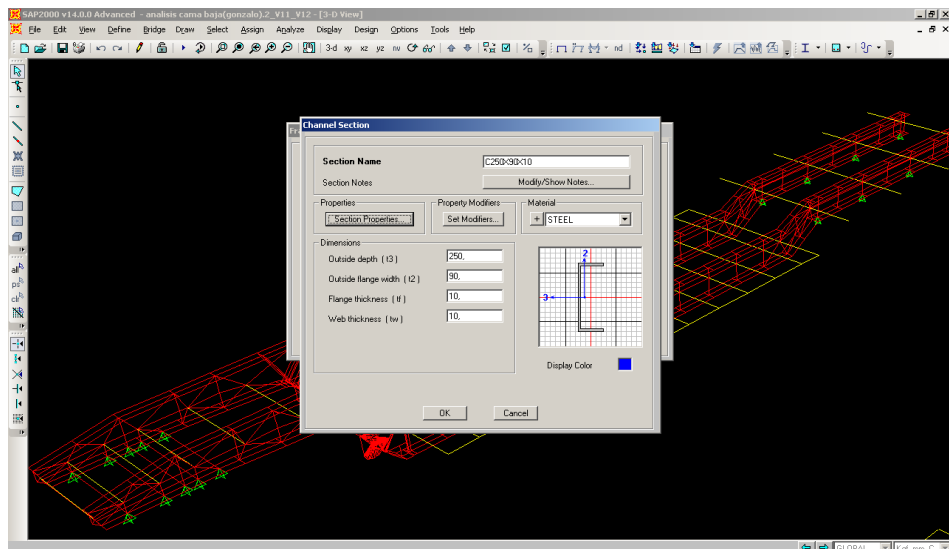
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.2 SELECCIÓN DE MATERIALES

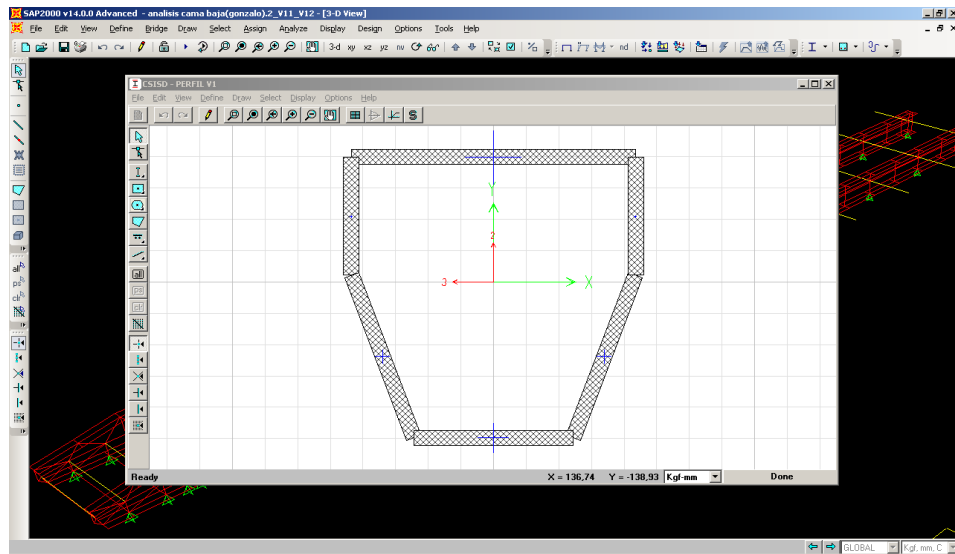
Una vez ingresado el tipo de material se sigue con el ingreso de las dimensiones de los perfiles plegados a utilizar indicando el nombre de la sección.



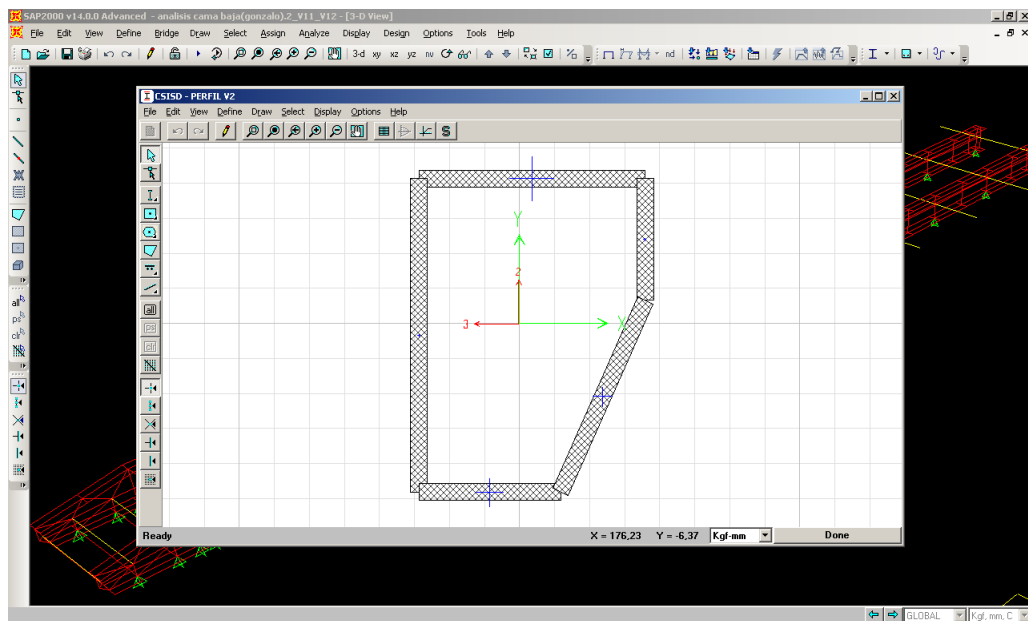
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.3 INGRESO DE PERFILES C



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.4 INGRESO DE PERFILES DE AMARRE



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.5 INGRESO DE BOBEDAS TIPO1



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.6 INGRESO DE BOBEDAS TIPO 2

Para el modelado de la estructura es importante que las cargas sean aplicadas sobre los elementos a los cuales soportarán dicha carga. Las cargas pueden ser puntuales o distribuidas considerando la dirección y el sentido en la que esta actúa.

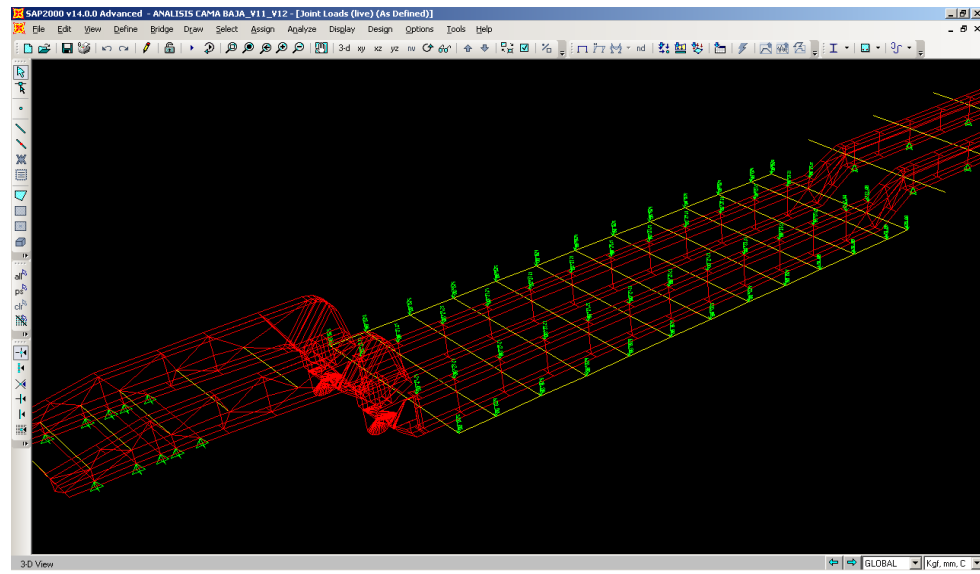
Dado que el programa toma desde el inicio el peso de la estructura como carga muerta se procede a determinar cómo carga viva la carga de 45 toneladas, la cual será distribuida en el área transporte, de la siguiente manera:

TABLA 12
DISTRIBUCIÓN DE CARGAS

ELEMENTO	PORCENTAJE DE CARGA	CANTIDAD
Vigas Principales	70%	31500 KG
Vigas de amarre	30%	13500 KG

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

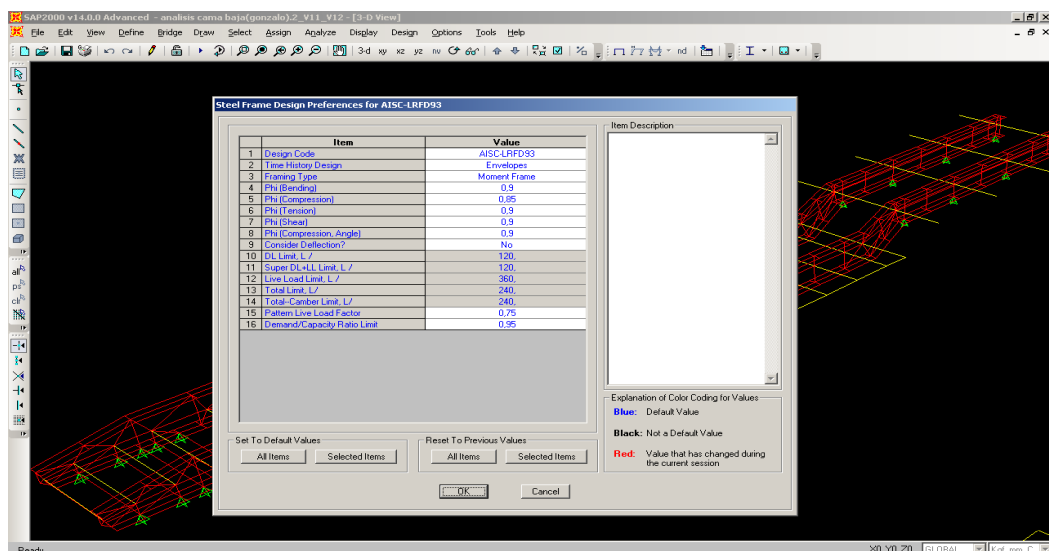
Por lo tanto la distribución de cargas en el modelo sería el siguiente:



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.7 VISUALIZACIÓN DE DISTRIBUCIÓN DE CARGAS

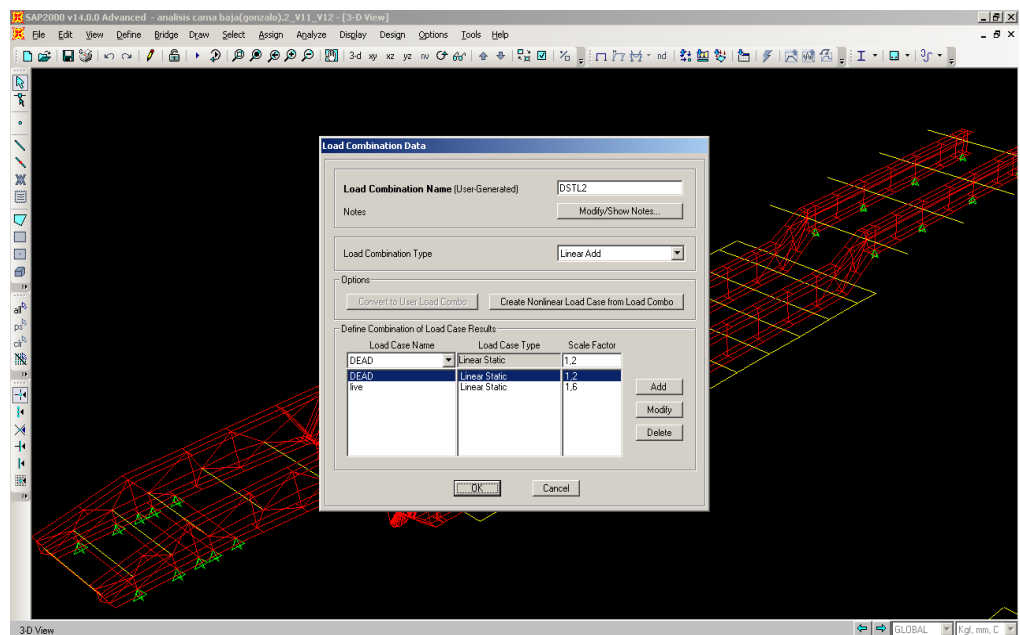
Para las combinaciones de carga se selecciona el código a utilizar en este caso el AISC LRFD (Load and Resistance Factor Design).



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.8 SELECCIÓN DE NORMA A MODELAR

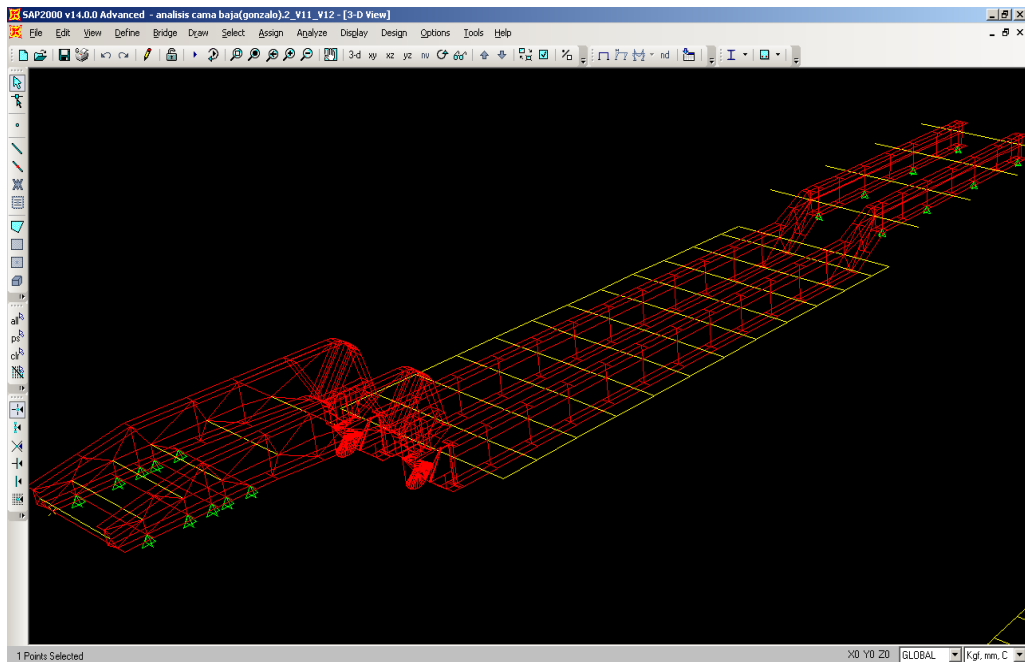
Ya seleccionado el código a usar el siguiente paso es elegir el tipo de combinación de cargas a utilizar.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.9 SELECCIÓN DE TIPO DE COMBINACIÓN DE CARGAS

Para el análisis se debe tomar en consideración los puntos de apoyo o restricciones de este modelo en este caso serán dos la plancha donde se encuentra el King pin y la parte posterior en donde se encuentran los ejes.

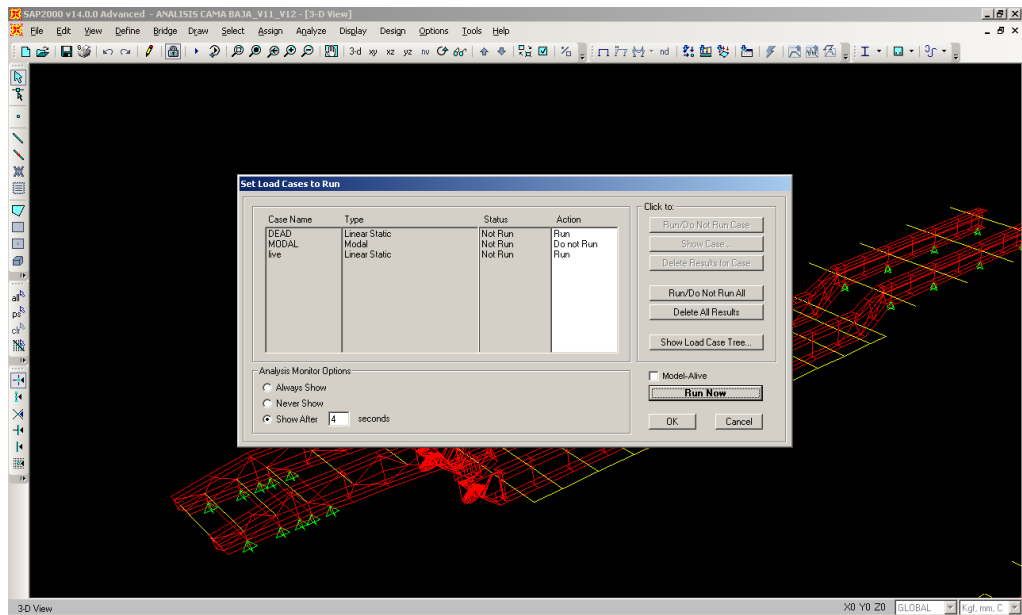


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.10 VISUALIZACIÓN DE PUNTOS DE APOYO

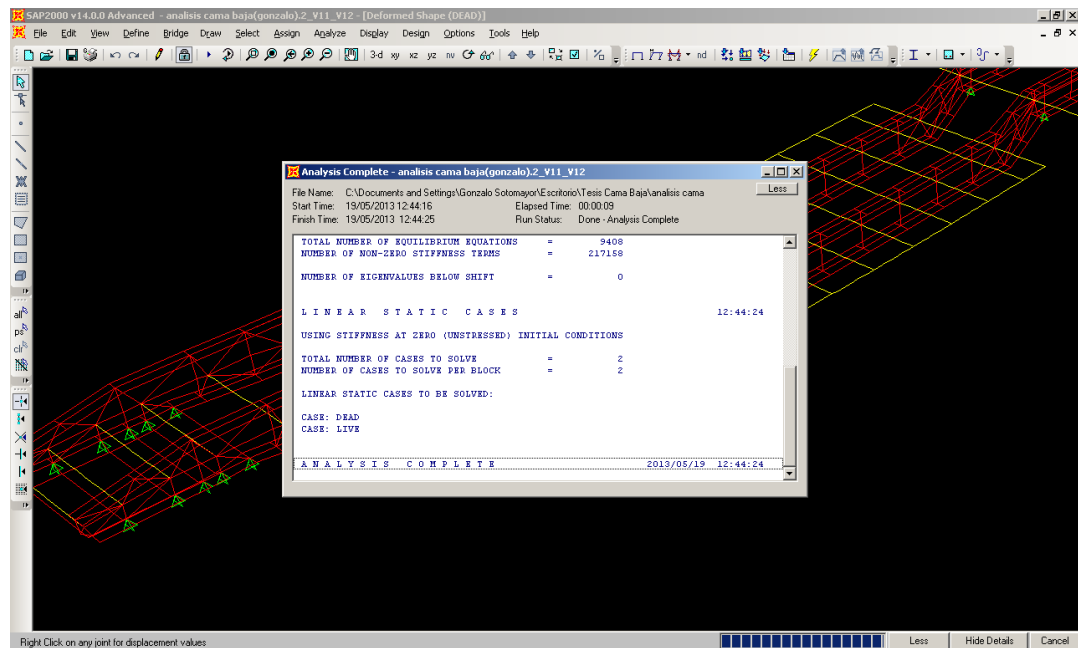
5.1.5 Análisis de Esfuerzos de los Elementos Principales

Después de haber detallado el tipo de material, dimensiones de los elementos estructurales, restricciones del modelo y combinaciones de cargas el siguiente paso es la ejecución del análisis.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

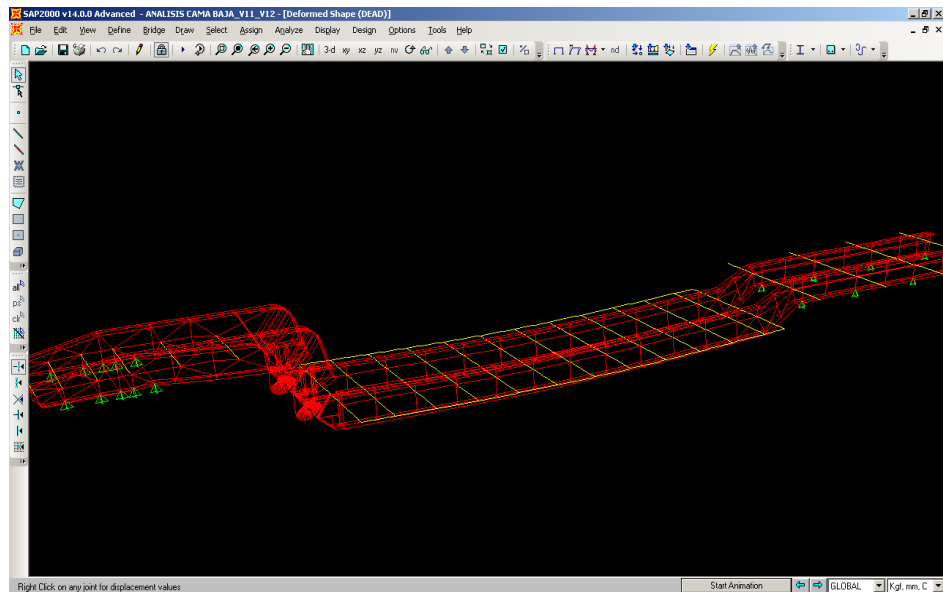
FIGURA 5.11 VISUALIZACIÓN DE EJECUCIÓN DEL ANÁLISIS



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.12 EJECUCIÓN DEL ANÁLISIS

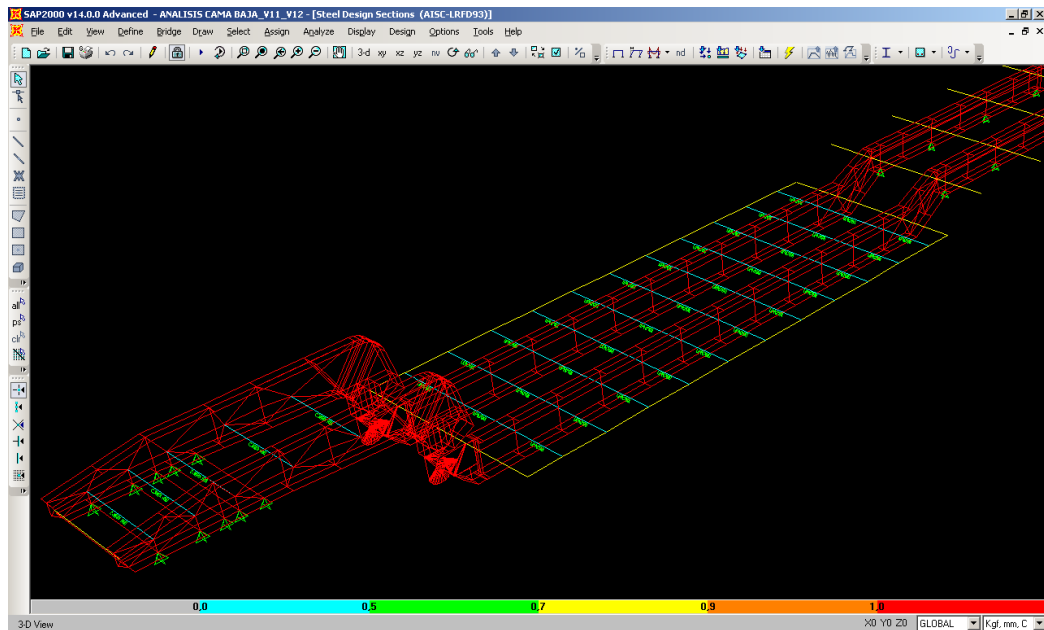
Una vez concluido el análisis el programa presenta de manera inmediata el modelo de manera deformada pero no en dimensiones reales junto con una animación del mismo.



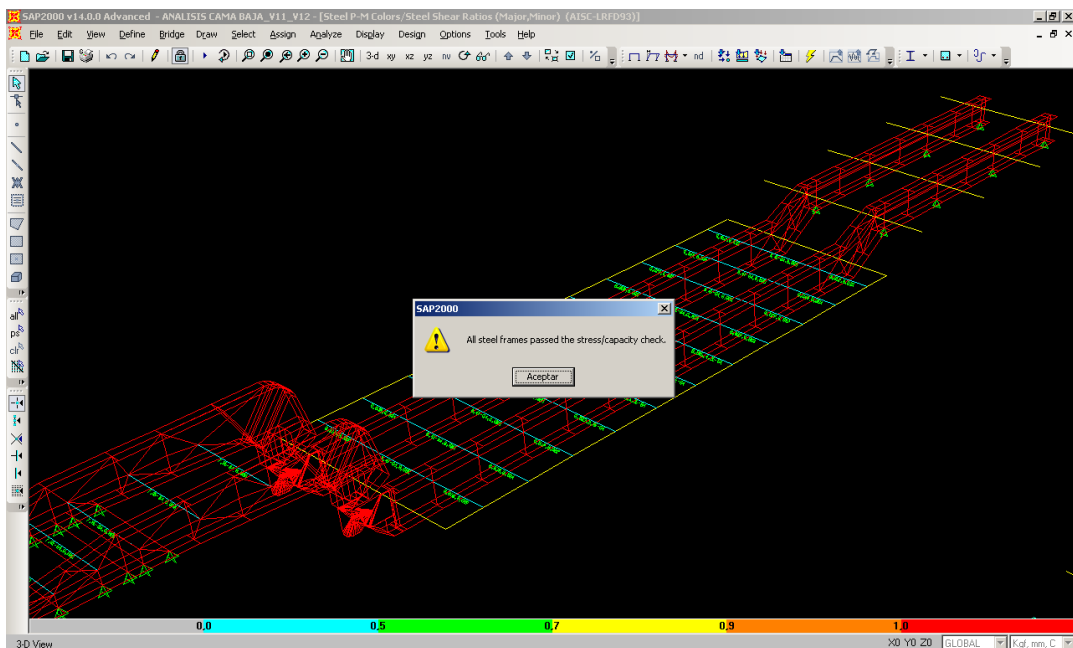
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.13 DEFORMACION DEL MODELO

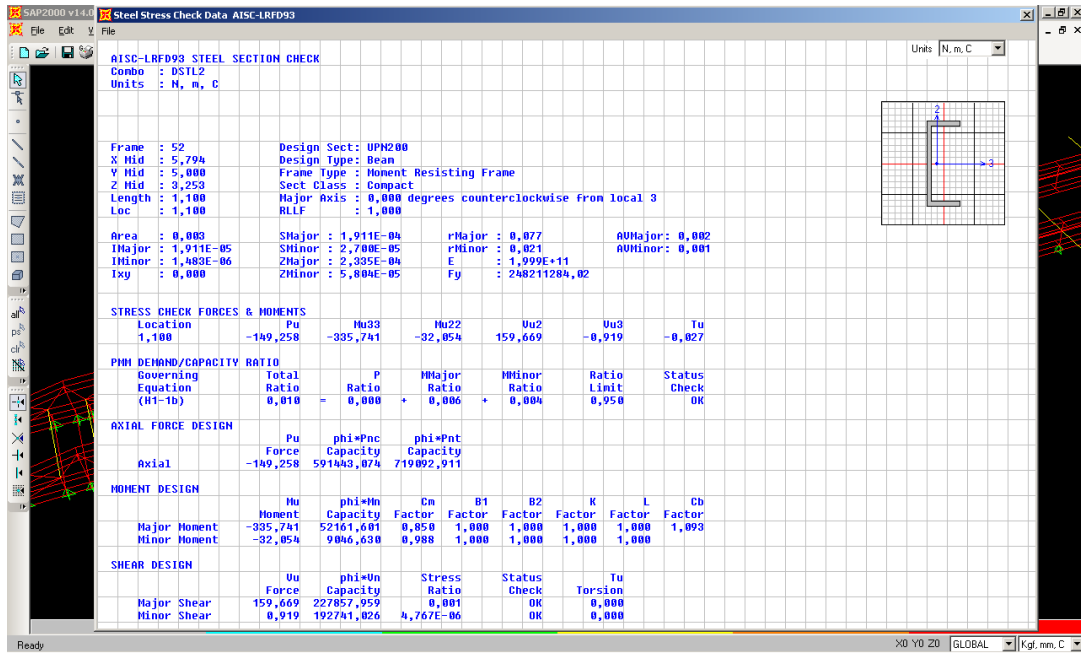
Para el análisis de los perfiles laminados los cuales forman parte del área de carga se selecciona la opción Design/Steel Frame Design/Start Design-Check of Structure en donde se podrá visualizar los diferentes tipos de esfuerzos a los que están sometidos los perfiles, tal como lo muestra la figura 5.16.



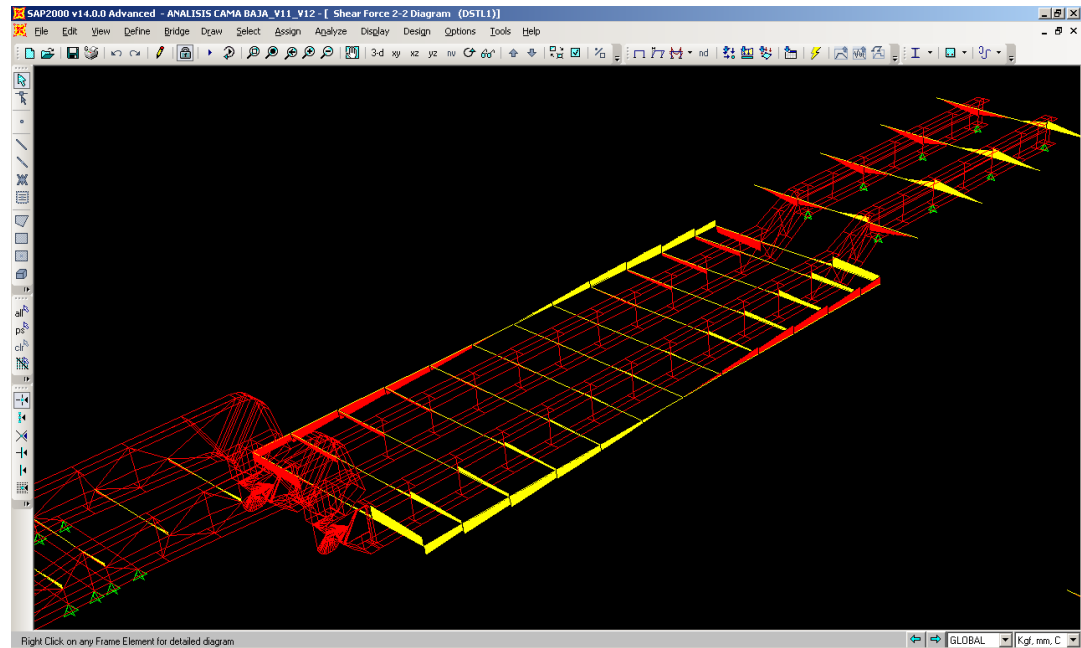
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.14 COMPROBACIÓN DE PERFILES



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.15 VISUALIZACIÓN DE ANÁLISIS DE PERFILES



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.16 ANÁLISIS DE VIGAS DE AMARRE

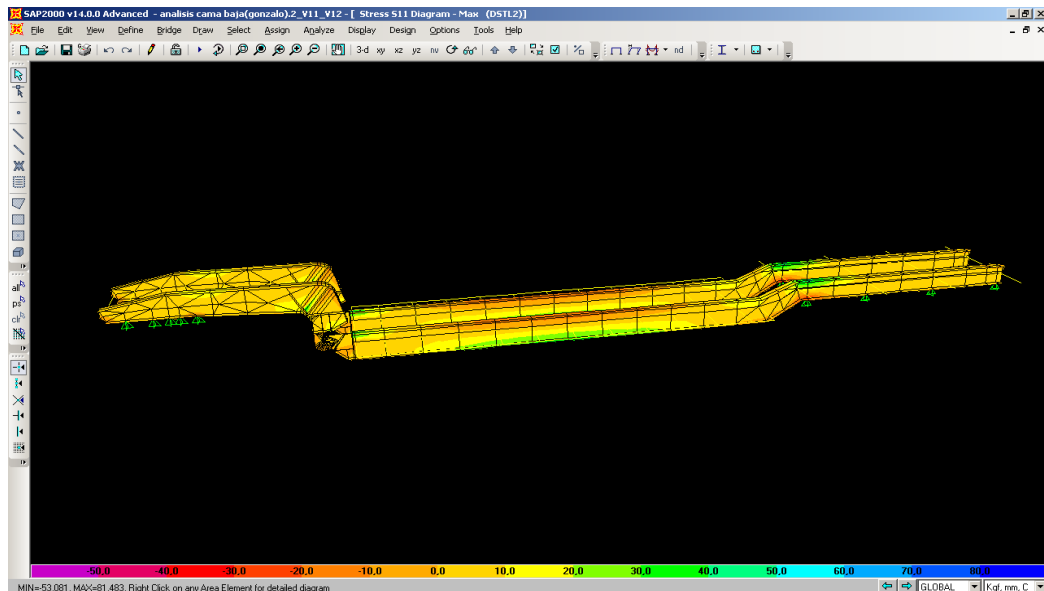


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.17 ANÁLISIS DE MOMENTO DE AREA DE CARGA

Para el análisis de las vigas principales cuyo diseño inicial fue el calculado en el capítulo anterior se obtuvo los siguientes resultados del tipo de combinación de cargas seleccionado en donde:

$$\text{DSTL2} = 1.2 D + 1.6 L = 80,37 \text{ Ton.}$$

A continuación se detallan los valores obtenidos según los gráficos adjuntos



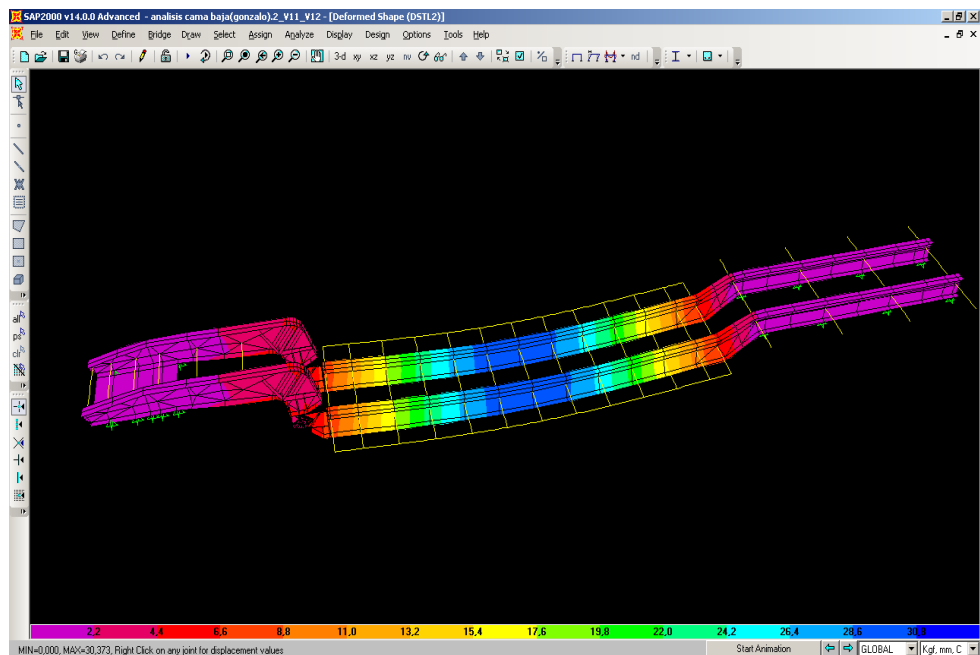
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.18 ESFUERZOS DE LA ESTRUCTURA

El esfuerzo máximo de 530,81 MPa es un valor generado bajo una carga mayor a la cual va estar sometida la estructura por lo cual la estructura esta acta para la carga de

45 toneladas. Se procede a calcular el factor de seguridad del esfuerzo obtenido.

$$n = \frac{690}{530,81} = 1,29$$



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.19 DEFORMACION DE LA ESTRUCTURA

De la gráfica adjunta se obtiene el valor de deflexión de 30,37 mm para la carga de DSLT2 en donde la deformación máxima se encuentra en el área de carga.

5.2 Modelado Estructural en el Programa ANSYS®.

En esta parte del capítulo se procederá a explicar la descripción del programa ANSYS®, su funcionamiento y características del mismo. Y luego se realizará un análisis estructural de la cama baja, para obtener resultados de la simulación de trabajo.

5.2.1 Descripción del Programa ANSYS®.

En esta parte del proyecto se explicará brevemente la herramienta de simulación de ANSYS® y sus distintas opciones de cálculo.

ANSYS Inc. fundada en 1970 (Swanson Analysis Systems, Inc.), desarrolla y presta soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir productos y procesos de fabricación más innovadores – logrando una reducción tanto de los costes como del tiempo invertido hasta la comercialización del producto – con programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real.

ANSYS® es un programa de elementos finitos que originalmente ofrece soluciones para resolver análisis estáticos lineales. Sucesivamente se han ido introduciendo

módulos con los que este programa es capaz de resolver además problemas dinámicos no lineales. Los principales módulos de ANSYS son: Multiphysics, Mechanical, Structural, Professional, DesignSpace, Emag (simulaciones Electromagnéticas), Paramesh (mallas adaptativas), LSDYNA y Educational.

Es un programa de elementos finitos que da solución a procesos implícitos, es decir, resuelve sistemas estáticos/cuasi-estáticos (fuerzas aplicadas en grandes lapsos de tiempo) en los que el sistema se comporta de forma lineal.

Se resuelve en una sola iteración, definida a partir de intervalos grandes de tiempo, ya que las soluciones convergen fácilmente mostrando una gran estabilidad. De manera que utiliza pocos recursos computacionales.

Existen siete tipos de análisis estructurales presentes en la familia de productos de ANSYS® que se explican a continuación. Las primeras incógnitas (grados de libertad nodales), que son calculadas en un análisis estructural son los desplazamientos. Otras magnitudes, tales como, tensiones, y las fuerzas de reacción, se derivan de los desplazamientos nodales.

Análisis estático: se utiliza para determinar los desplazamientos, tensiones, etc

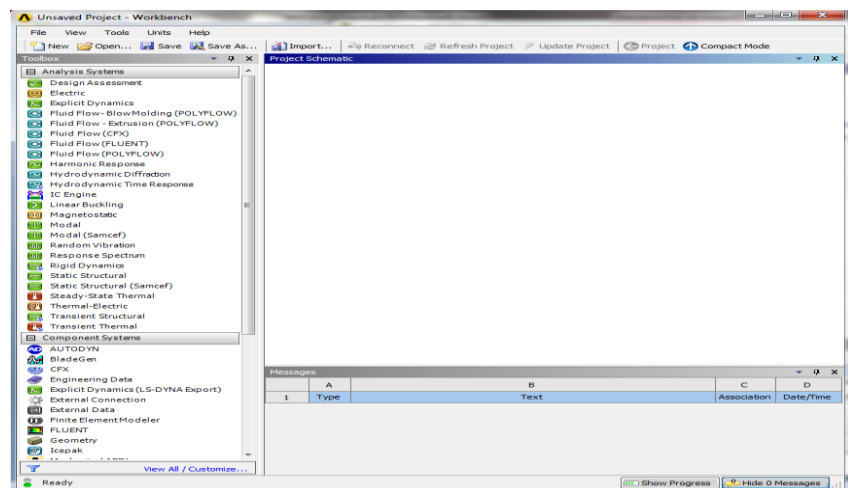
Bajo condiciones de carga estática. Ambos análisis, estático lineal y no lineal, pueden incluir no linealidades como plasticidad, rigidez estrés, grandes deformación, grandes tensiones, hiperelasticidad, superficies de contacto, y fluencia.

- Análisis Modal: se utiliza para calcular las frecuencias naturales y formas modales de una estructura.
- Análisis Armónico: se utiliza para determinar la respuesta de una estructura variando las cargas con el tiempo.
- Análisis Dinámico Transitorios: se utiliza para determinar la respuesta de una estructura de forma que en el tiempo se produce una variación de las cargas. Todas las no linealidades comentadas en el análisis estático se pueden introducir.
- Análisis de espectro: Una extensión del análisis modal, que se utiliza para el cálculo de tensiones y deformaciones debido a la un espectro de respuesta o una entrada PSD (vibraciones al azar).
- Análisis del pandeo: Se usa para calcular las cargas de pandeo y determinar las formas del modo de pandeo.

A continuación se procede a describir un poco del funcionamiento del programa:

Al iniciar ANSYS® hay que realizar una estrategia de diseños, esto quiere decir tener un plan sistemático para abortar el análisis del diseño. También es importante tener el esquema en 3D en cualquier programa que sea compatible con ANSYS®; en este caso se usará SOLIDWORKS como programa utilitario.

El worksheet es una ventana donde se va a realizar el esquema de diseño, seleccionando los procedimientos que se desean realizar.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.20 WORKSHEET EN BLANCO

En esta figura se observa el worksheet vacío, esto da la pauta para seleccionar que análisis se desea realizar. Entre los análisis más utilizados se tiene, **ENGINEERING DATA**: la cual contiene toda la información de propiedades de los materiales más comunes en la ingeniería, y en el peor de los casos existe la posibilidad de ingresar materiales poco comunes. **MESH**: el cual permite subdividir en elementos más pequeños lo que se desea a analizar, permitiendo un mejor análisis, usando la teoría de elementos finitos. **STATIC STRUCTURAL**: permite hacer un análisis estructural completo, colocando parámetros de diseños como; datos de frontera, tipos de cargas, teoría de diseño. Obteniendo como resultado reacciones de fuerzas, momentos, esfuerzos equivalentes y factores de seguridad según las características del modelo de diseño a analizar.

Existe una gama variada de procedimientos que brinda ANSYS para un completo análisis de ingeniería mecánica, dando la opción de análisis más complejos, uniendo diferentes ramas como lo son la termodinámica, fluidos, materiales y diseño.

5.2.2 Evaluación de Cargas

Una vez que se seleccionó el tipo de plataforma a diseñarse procede a realizar un diseño en tres dimensiones en SOLIDWORKS ® tomando en cuenta las dimensiones y perfilaría que se va a usar en el análisis. La distribución de los miembros o elementos se rige a las magnitudes de las cargas que actúan sobre ellos. Partiendo de un análisis previo se realizó un cálculo de las cargas aplicadas. Las cargas pueden ser estáticas o dinámicas, temporales o permanentes. A estas cargas debe agregarse el peso propio de la estructura.

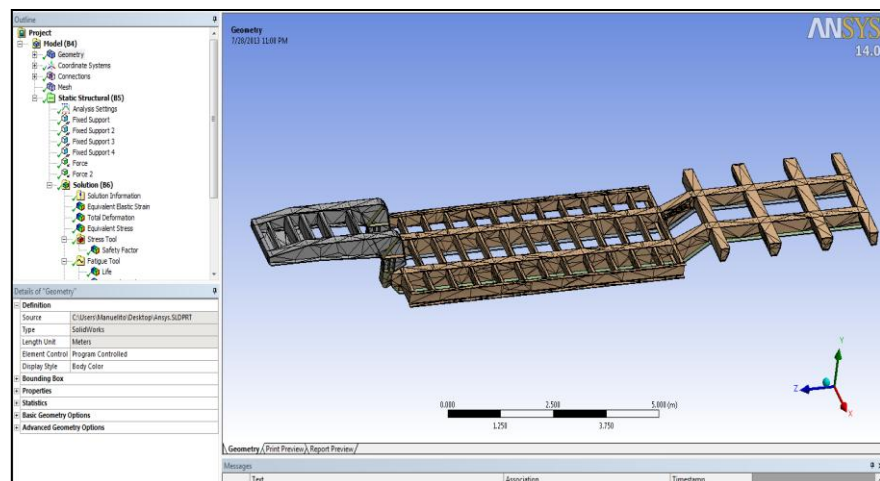
Es por esto que las cargas que van interactuar sobre la estructura de la plataforma cama baja son el peso propio de la estructura y la carga a la cual fue diseñada inicialmente.

5.2.3 Modelado de la Estructura

Para realizar el análisis estructural de la cama baja, se lo realiza mediante el método de elementos finitos en donde, el elemento principal es fraccionado en elementos más pequeños analizándolos individualmente. El método de elementos finitos es un procedimiento aproximado y su

precisión depende del número y de la forma de elementos fraccionados.

Para el análisis en el programa ANSYS® se procede a elegir el sistema de unidades a usar el cual será N, m, C (sistema internacional, S.I.). Ya establecida las unidades se procede a ingresar el archivo definitivo en 3 dimensiones de la estructura, respetando las mismas unidades mencionadas anteriormente, también es importante recordar que ANSYS® tiene su propio editor de geometría facilitando alguna modificación durante el proceso, a continuación se muestra un esquema de el modelado.

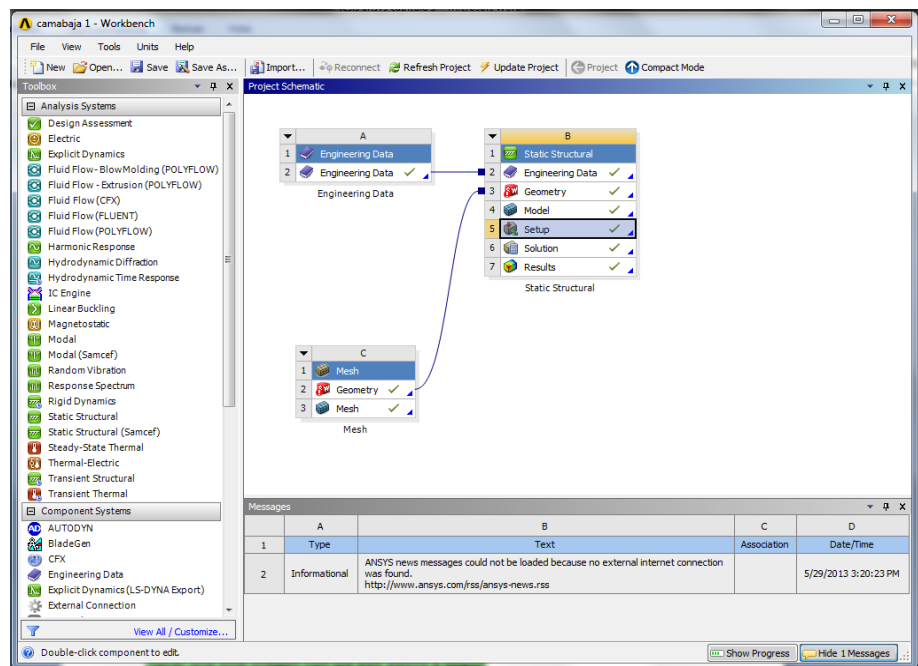


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.21 GEOMETRÍA DE LA CAMA BAJA

5.2.4 Diseño Estructural

Una vez descrita las diversas opciones de procedimientos que te brinda ANSYS®, se empieza a seleccionar este procedimiento; el primer paso a elegir es la ENGENIERING DATA, seguido del MESH y finalmente se selecciona STATIC STRUCTURAL. Luego de esto se enlaza cada procedimiento arrastrando el inmediato anterior, creando un nexo entre ellos, lo cual ayuda a mantener una secuencia en cualquier cambio realizado.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.22 WORKSHEET CON SECUENCIA DE TRABAJO

Para este caso se usará un acero ASTM A514 el cual debe ser ingresado a la engineering data, por lo que se trata de un acero especial; colocando las principales propiedades de dicho material y luego cargándolo para que se interrelacione con todos los procedimientos subsiguientes.

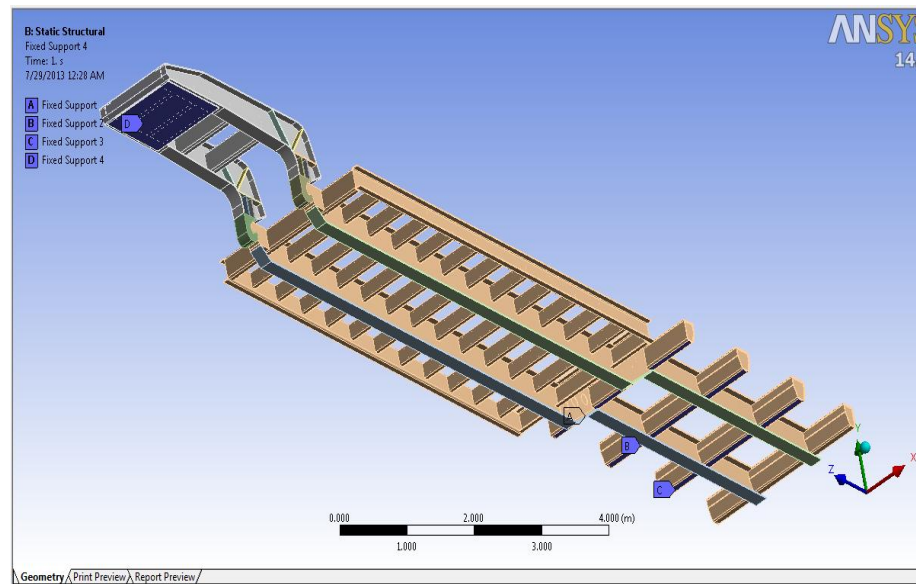
The screenshot shows a table titled 'Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data'. The table has four columns: A, B, C, and D. Row 1 is the header 'Contents of Engineering Data'. Row 2 is 'Material'. Row 3 is highlighted and shows 'A - 514' in column A, a checkbox in column B, a source icon in column C, and 'Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1' in column D. Row 4 shows 'Structural Steel' in column A, a checkbox in column B, an equals icon in column C, and the same fatigue data description in column D. Row 5 shows 'Structural Steel 2' in column A, a checkbox in column B, an equals icon in column C, and the same fatigue data description in column D. Row 6 is a footer with a link to add a new material.

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	A - 514	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
4	Structural Steel	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
5	Structural Steel 2	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

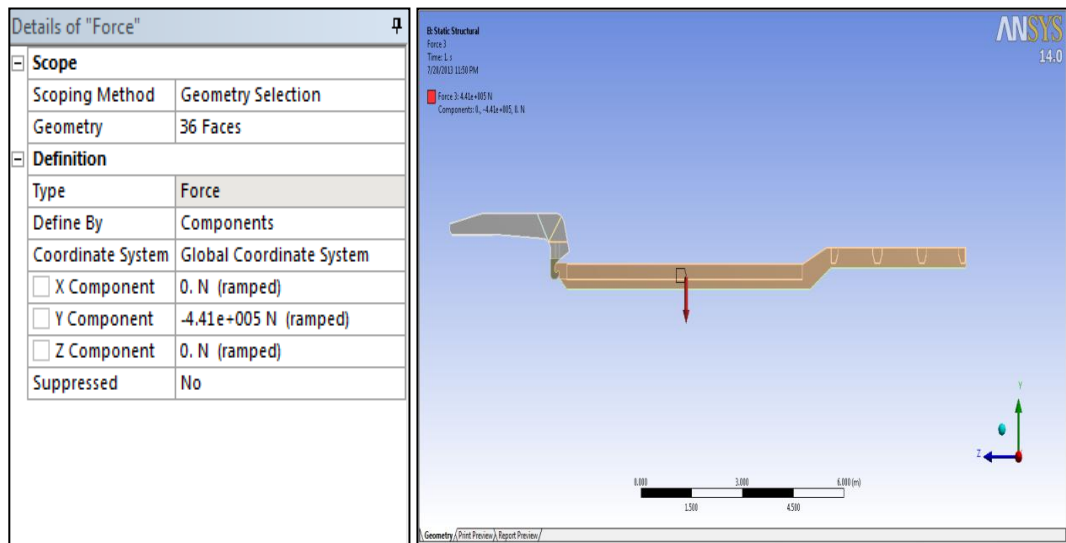
FIGURA 5.23 ENGINEERING DATA

Para el siguiente paso es necesario tener un plan o estrategia a seguir en el diseño. En este caso se selecciona las condiciones de borde. ANSYS® los reconoce como partes fijas, seleccionando las áreas consideradas a ser la parte de la bancada. A continuación se muestra un esquema de las condiciones de borde en la cama baja con color morado.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla
FIGURA 5.24 FIJACIÓN DE LA BANCADA

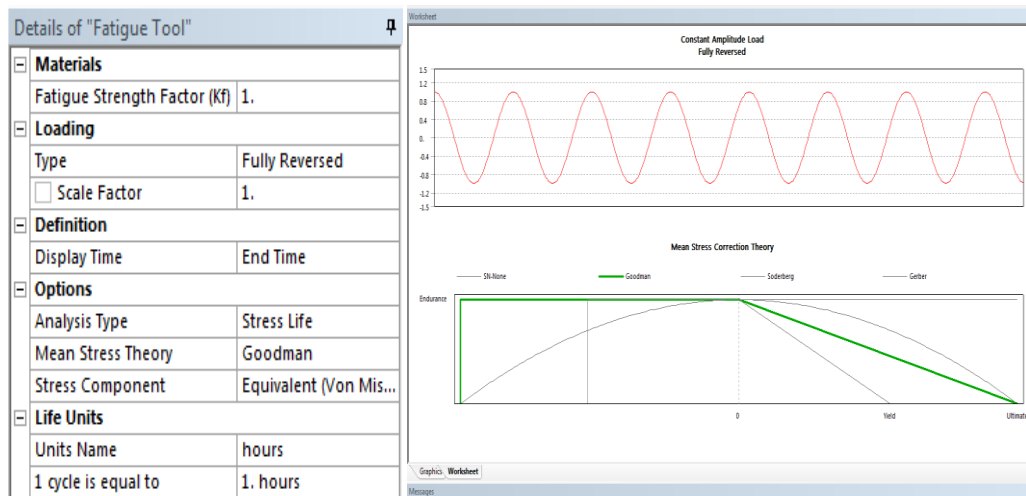
Ya colocadas las partes fijas se procede a colocar las fuerzas que intervienen en el mismo, considerando el peso que va a soportar y el peso mismo de la estructura. Las fuerzas que intervienen en el diseño se las distribuyen sobre las áreas que van a actuar. La fuerza se la toma como un vector o se lo descompone en componentes y se le coloca en la dirección adecuada.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.25 FUERZAS QUE INTERVIENEN EN EL SISTEMA

Para el análisis de fatiga es necesario tener criterios de diseño para colocar el tipo de carga y la teoría de diseño. Para este caso se utilizará la teoría de Goodman y el tipo de carga de totalmente reversible, como se muestra en la figura 5.26.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.26 CONDICIONES PARA EL ANÁLISIS A FATIGA DE LA ESTRUCTURA

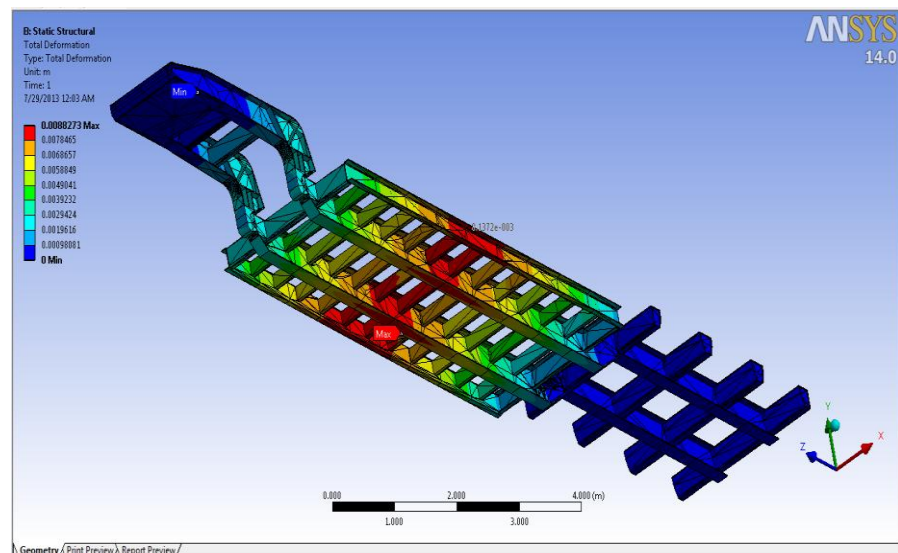
5.2.5 Análisis de Esfuerzos de los elementos principales.

En el programa de ANSYS® existe un número considerable de opciones de diseño, cada una de ellas están ligadas a una teoría. Para el análisis de esfuerzos se toma en cuenta un diseño estático y uno a fatiga. Es importante recordar teorías de diseño que ayuden en el análisis.

Luego de colocadas la carga sobre el sistema, se hace una referencia a la deformación total, a los esfuerzos equivalentes y la equivalente elástica de tensión, en el caso de del análisis estático. A continuación se muestra lo que se obtuvo con el análisis en ANSYS®:

Se selecciona de la barra de esfuerzos lo antes mencionado y se procede a resolver, esto quizás lleve un tiempo considerado dependiendo de la capacidad de su procesador.

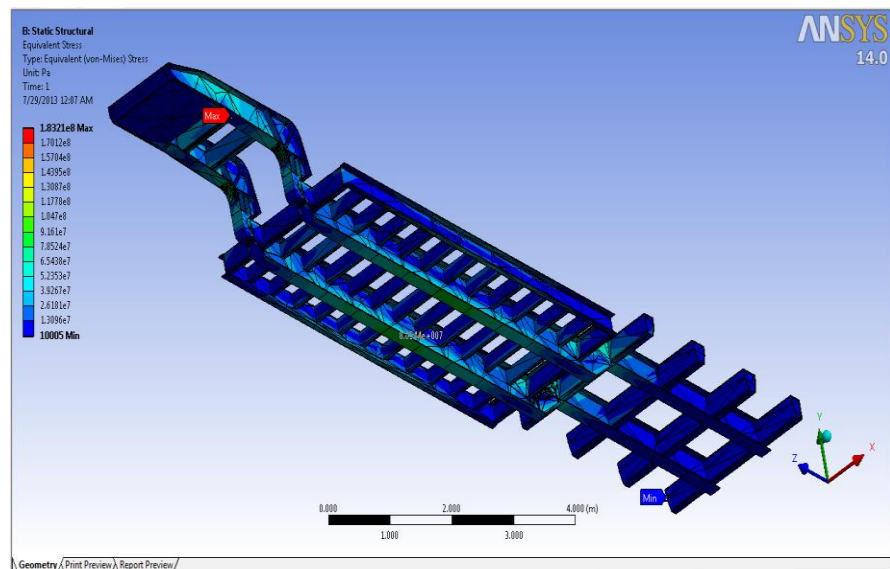
En la figura 5.27 se observa los valores de las deformaciones que sufre la estructura al estar sometida a esfuerzos. Una regleta de colores muestra las deformaciones en las diferentes zonas de estructura, observando cuales son las zonas más críticas en el diseño de la estructura. Para este caso se puede observar que la mayor deformación ocurre en la parte central de la cama baja, obteniendo valores máximos de 9 mm.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.27 DEFORMACIONES

En la figura 5.27 se puede observar los valores de los esfuerzos que actúan sobre toda la estructura. Una regleta de colores muestra la intensidad de los esfuerzos que intervienen. También existe la posibilidad de observar una simulación de cómo varían los esfuerzos en un tiempo máximo de 10 segundos. En este caso se puede ver que el esfuerzo máximo es de 183MPa.

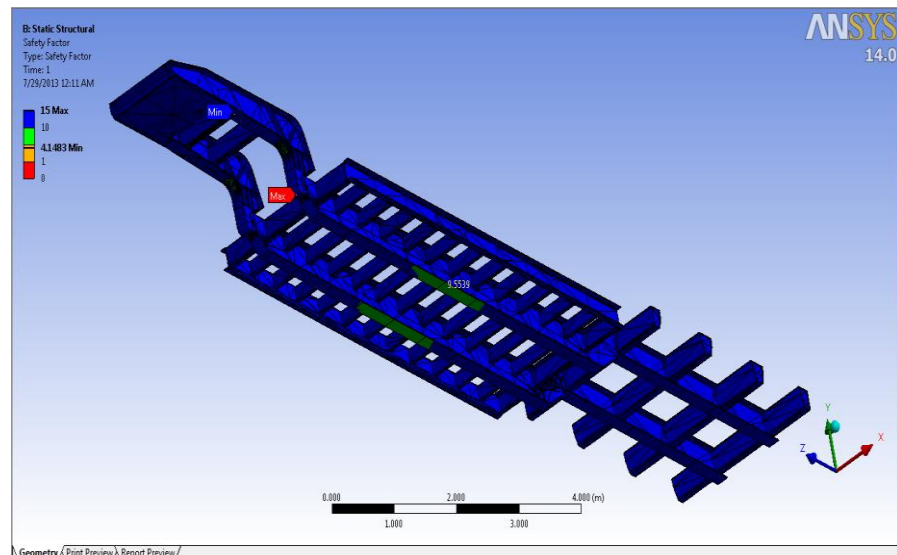


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.28 ESFUERZOS EQUIVALENTES

En la figura 5.28 se observa que el factor de seguridad calculado está dentro de una regleta de colores que muestra en cada uno de los puntos de la estructura. Observando las partes más propensas a fallar. Lo importante de tener valores

de cada una de las partes de la estructura es poder resolverlos inmediatamente, cambiando la geometría de la parte o reforzándola con cartelas o placas de apoyo. Los valores obtenidos varían desde 1.43 hasta 15. Obteniendo como resultado que toda la estructura soportará las cargas máximas de trabajo.



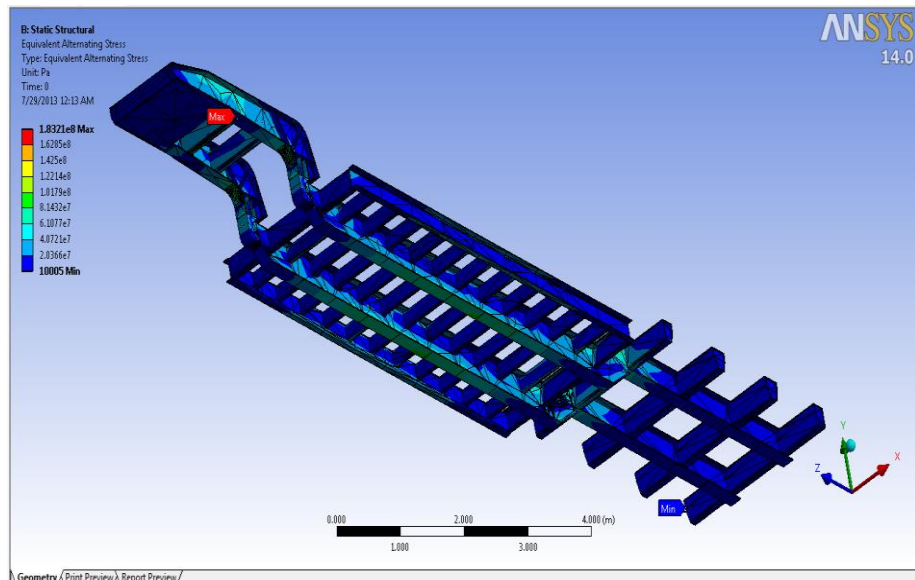
Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.29 FACTOR DE SEGURIDAD

Una vez determinada la teoría y el tipo de carga a utilizar; en el caso del análisis a la fatiga se hace referencia a esfuerzos equivalentes alternantes, ciclos de vida y el factor de seguridad a fatiga. A continuación se describirá cada uno de

los casos. A continuación se muestra lo que se obtuvo con el análisis en ANSYS®:

En la figura 5.29 se puede observar los valores de los esfuerzos equivalentes alternantes que actúan sobre toda la estructura. Una regleta de colores muestra la intensidad de los esfuerzos que intervienen. En este caso se puede ver que el esfuerzo máximo es de 183 MPa.

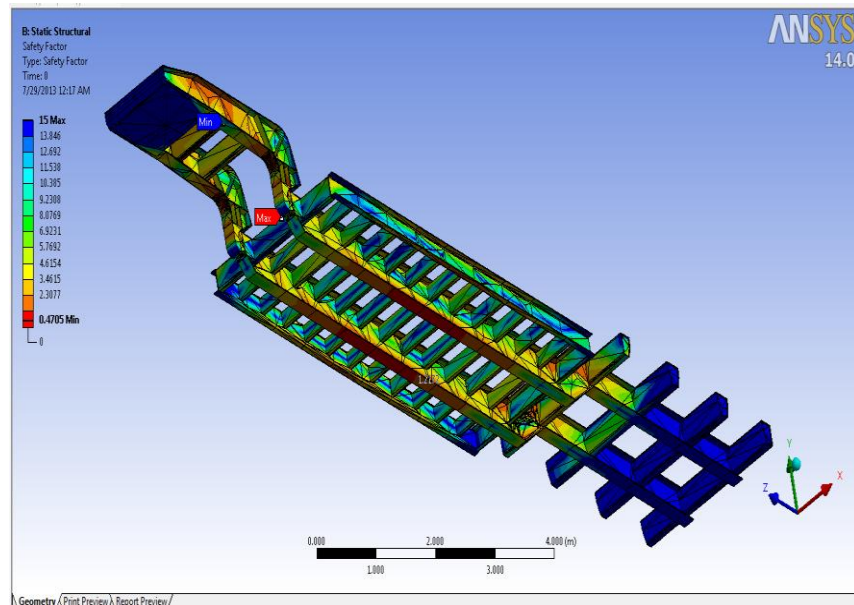


Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.30 ESFUERZOS EQUIVALENTES ALTERNANTES

En la figura 5.30 se puede observar los resultados del factor de seguridad obtenidos en el análisis en fatiga. Demostrando una gran cantidad de valores en cada segmento de la

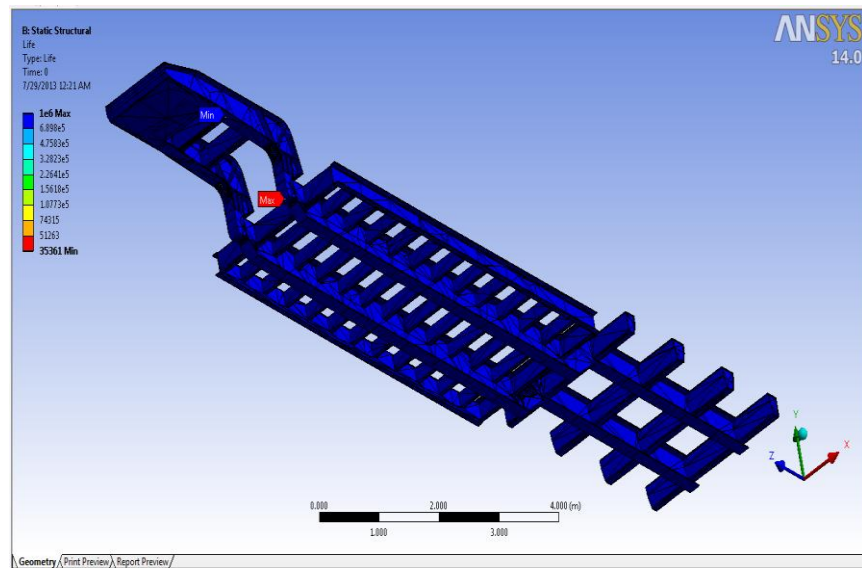
estructura, valores que oscilan entre 1.3 a 15, concluyendo que la estructura soporta las cargas máximas de diseño.



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.31 FACTOR DE SEGURIDAD (FATIGA)

Otra opción interesante que te otorga el programa ANSYS® es la de poder sacar los ciclos de vida de la estructura. A continuación se demuestra en la figura la simulación de la estructura ejecutando la opción de ciclos de vida



Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

FIGURA 5.32 CICLOS DE VIDA

Se puede observar que la estructura tendrá una larga vida útil ya que los valores están cercanos a $1 \cdot 10^6$ ciclos.

5.3 Análisis de los Resultados Obtenidos

Para la realización de la presente tesis se utilizaron dos programas SAP 2000® y ANSYS® los cuales hacen uso del método de elementos finitos para la resolución de problema de ingeniería de diferentes temas en este caso fue del tipo estructural.

Una vez definida la geometría, materiales, y tipos de carga en ambos programas el desarrollo es muy similar ya sea en la

ejecución como la visualización de los resultados. Ambos programas entregan resultados de esfuerzos, deformaciones y reacciones ya sea general o individual para cada elemento.

Los resultados obtenidos en SAP2000® muestran los valores de esfuerzos y deformaciones acorde a la norma seleccionada en donde dependiendo el tipo de carga el programa lo multiplica por un factor establecido en dicha norma, para el análisis de las vigas principales se tuvo que dividir en elementos pequeños para poder realizar el estudio del mismo. Una vez obtenido los resultados se pudo comprobar que el área más afectada fue en el de carga, sin embargo debido al material y a las dimensiones del perfil seleccionado la estructura cumple satisfactoriamente con la carga a la cual será sometida.

El programa ANSYS® muestra valores de esfuerzos y deformaciones en diferentes puntos de la cama baja, con esto se las puede analizar en las partes más críticas de la misma. Pudiendo tomar decisiones favorables para este diseño, simplemente cambiando las dimensiones, geometrías o reforzando con alguna placa la zona mayor afectada.

También se observa que en algunas partes del diseño no son sometidas a esfuerzos representativos ya que ANSYS® los simula

como partes fijas. Afectando un poco el análisis ya que son valores puntuales mínimos que tienden a confundir. Para esto es importante tener conocimientos avanzados de diseño para interpretar de la mejor manera los valores entregados por ANSYS®. Esto mismo ocurre en el factor de seguridad.

El mallado es muy importante en el análisis, una de las facilidades de este programa es que lo realiza automáticamente; obteniendo valores favorables en el mayor de los casos. Este mallado automático también puede causar problemas, ya que cuando son estructuras de gran tamaño realiza un mallado sencillo, causando valores picos puntuales.

Los resultados de esfuerzos y deformaciones obtenidos en el programa ANSYS® permiten observar que la parte más afectada se encuentra en las vigas principales, en donde la carga viva se concentrará, pero gracias a que el material es de alta resistencia se observa que esta cama baja soportará este tipo de carga.

CAPÍTULO 6

6. ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se detallan los costos de mano de obra, consumibles, materiales y accesorios que conforman a la plataforma cama baja. Resultado de la información obtenida en este proyecto.

6.1 Costo de Materiales y Accesorios

Se procede a realizar las tablas de costos de la materia prima junto con los accesorios los cuales abarcan el sistema eléctrico, neumático e hidráulico. En las tablas adjuntas se detallan dichos costos.

TABLA 13
COSTOS SISTEMA NEUMÁTICO Y ELÉCTRICO

SISTEMA NEUMÁTICO Y ELÉCTRICO				
<u>DESCRIPCION</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>UNID.</u>	<u>COSTO UNITARIO</u>	<u>SUBTOTAL</u>
Válvula QR1	3	un	\$ 115,00	\$ 345,00
Manos de Aire	2	un	\$ 45,00	\$ 90,00
Toma corriente 7 Ptos	1	un	\$ 35,00	\$ 35,00
Pasamuro 1/2" x 1/4"	2	un	\$ 8,00	\$ 16,00
Válvula SAP 281865	1	un	\$ 45,00	\$ 45,00
Tanque reservorio de aire	1	un	\$ 70,00	\$ 70,00
Manguera para aire 3/8"	50	mts	\$ 3,50	\$ 175,00
Cable concéntrico 7x14	18	mts	\$ 7,00	\$ 126,00
Pulmones de Frenos	6	un	\$ 45,00	\$ 270,00
Amarras Plástica 40 cm	40	un	\$ 0,40	\$ 16,00
Manguera Anillada 1/2"	12	mts	\$ 1,10	\$ 13,20
Cinta Aislante	4	un	\$ 0,45	\$ 1,80
Luz Roja	2	un	\$ 6,00	\$ 12,00
Luz Amarilla	2	un	\$ 6,00	\$ 12,00
Luz Blanca	2	un	\$ 6,00	\$ 12,00
Tee de bronce 3/8" a 3/8"	4	un	\$ 5,00	\$ 20,00
Llave de purga 1/4"	1	un	\$ 4,00	\$ 4,00
Codo de bronce 1/4" a 3/8"	6	un	\$ 3,00	\$ 18,00
Codo de bronce 3/8" a 3/8"	3	un	\$ 3,00	\$ 9,00
Tapón 1/2"	1	Un	\$ 2,50	\$ 2,50
Neplo de bronce 3/8" a 3/8"	12	Un	\$ 3,50	\$ 42,00
			TOTAL	\$ 1.334,50

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

TABLA 14
COSTOS SISTEMA HIDRÁULICO Y DE SUSPENSIÓN

SISTEMA HIDRÁULICO Y DE SUSPENSIÓN				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Sistema de Suspensión	1	glb	\$ 1.700,00	\$ 1.700,00
Ejes para Cama Baja	3	un	\$ 900,00	\$ 2.700,00
Llantas	12	un	\$ 450,00	\$ 5.400,00
Aros	12	un	\$ 300,00	\$ 3.600,00
Cilindro Hidráulico	2	un	\$ 1.500,00	\$ 3.000,00
Mando Hidráulico	1	un	\$ 400,00	\$ 400,00
Mangueras y accesorios hidráulicos	1	glb	\$ 450,00	\$ 450,00
			TOTAL	\$ 17.250,00

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

TABLA 15
COSTOS DE MATERIA PRIMA

MATERIA PRIMA				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
UPN 200 L=6mts	5	un	\$ 174,57	\$ 872,85
C 300X100X12mm L=6mts	5	un	\$ 296,73	\$ 1.483,65
PLANCHA ASTM A514 6000X1220X15mm	2	un	\$ 2.585,79	\$ 5.171,58
PLANCHA ASTM A36 6000X1220X15mm	1	un	\$ 905,03	\$ 905,03
PLANCHA ASTM A514 6000X1220X12mm	3	un	\$ 2.068,63	\$ 6.205,90
PLANCHA ASTM A36 2440X1220X15mm	1	un	\$ 385,57	\$ 385,57
PLANCHA ASTM A36 2440X1220X200mm	1	un	\$ 5.140,93	\$ 5.140,93
			TOTAL	\$ 20.165,51

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

6.2 Costo de Fabricación

Para la fabricación total de la plataforma se ha considerado el tiempo de 26 días laborables a continuación se detallan el costo de mano de obra y de consumibles a utilizar.

TABLA 16
COSTOS DE MANO DE OBRA

MANO DE OBRA				
DESCRIPCION	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Supervisor	1	un	\$ 1.200,00	\$ 1.200,00
Soldador	2	un	\$ 500,00	\$ 1.000,00
Armador	2	un	\$ 450,00	\$ 900,00
Ayudante	2	un	\$ 318,00	\$ 636,00
Mecánico	1	un	\$ 400,00	\$ 400,00
TOTAL				\$ 4.136,00

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

TABLA 17
COSTO DE CONSUMIBLES

CONSUMIBLES				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNID.	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Oxígeno gas industrial	40	m3	\$ 1,97	\$ 78,80
Acetileno	24	m3	\$ 8,00	\$ 192,00
Argon gas industrial	24	m3	\$ 17,00	\$ 408,00
Disco de corte 7"	60	un	\$ 4,60	\$ 276,00
Disco de desbaste 7"	60	un	\$ 4,60	\$ 276,00
Alambre S Z3Ni2CrMo 5/32"	50	kg	\$ 3,05	\$ 152,50
Alambre E81T1 1,2mm	60	kg	\$ 3,00	\$ 180,00
Fundente	25	kg	\$ 2,20	\$ 55,00
Insumos para máquina de soldar	1	glb	\$ 200,00	\$ 200,00
Insumos de pintura	1	glb	\$ 1.200,00	\$ 1.200,00
TOTAL				\$ 2.917,05

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

6.3 Costo Total

Realizado el desglose de los materiales, diseño, mano de obra y consumibles el costo total del mismo es del siguiente:

TABLA 18
DETALLE DE COSTO TOTAL

DESCRIPCION	COSTO
Sistema Neumático y Eléctrico	\$ 1.334,50
Sistema Hidráulico y Suspensión	\$ 17.250,00
Materia Prima	\$ 20.165,51
Mano de Obra	\$ 4.136,00
Consumibles	\$ 2.917,05
Diseño y Elaboración de Planos	\$ 1.000,00
Utilidad	\$ 7.020,46
TOTAL	\$ 53.823,52

Elaborado Por: Gonzalo Sotomayor/Manuel Padilla

6.4 Cronograma de Fabricación

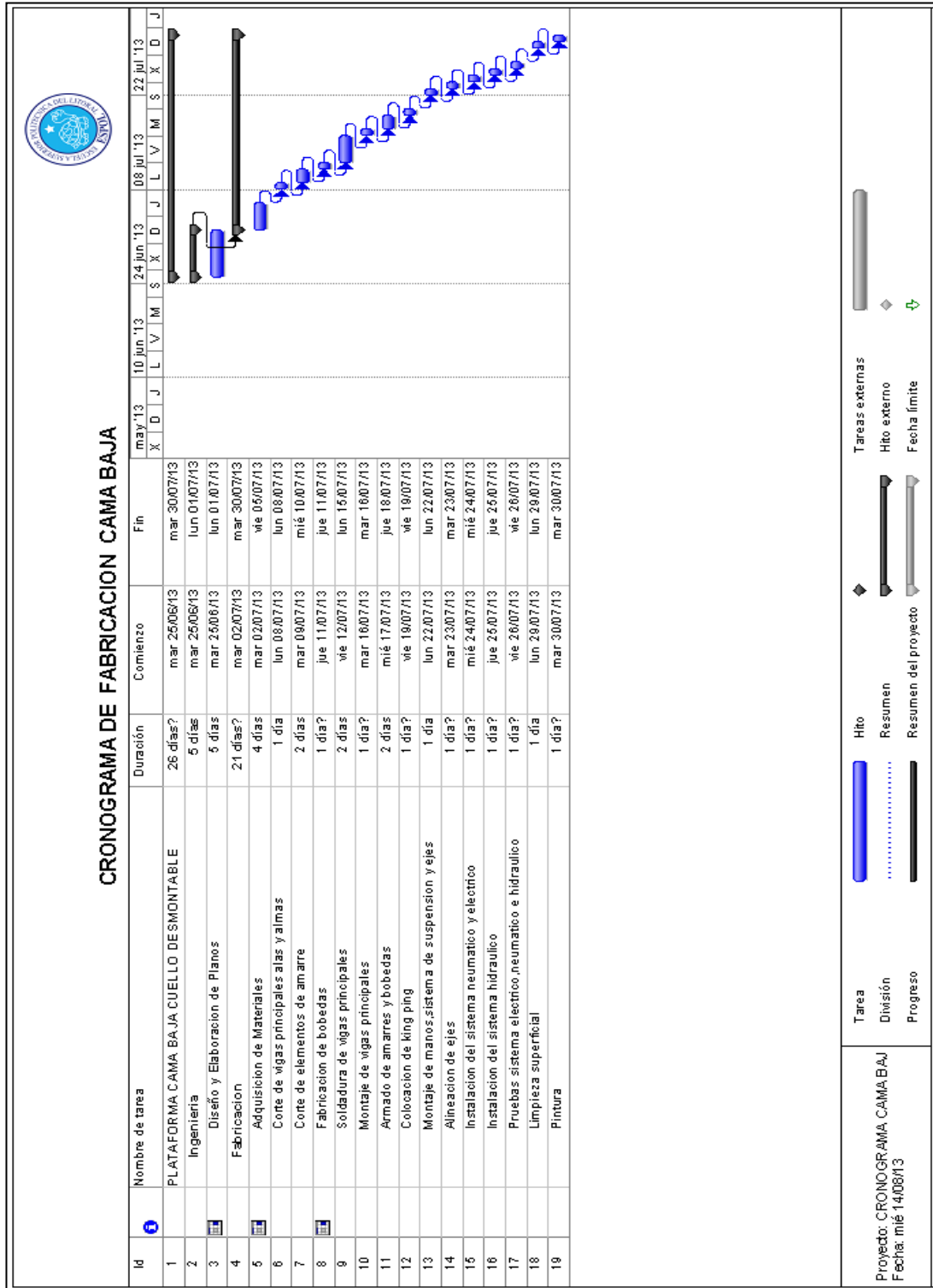


FIGURA 6.1 CRONOGRAMA DE FABRICACIÓN

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. Una vez realizado los cálculos y los análisis respectivos se puede concluir mediante esta tesis que es viable el diseño de la plataforma tipo cama baja de cuello desmontable en donde su estructura y dimensiones cumplen con los requerimientos inicialmente establecidos.
2. Para el análisis estructural mediante este tipo de programas se requiere de un conocimiento técnico ya que de esto depende el resultado de un producto de buena o mala calidad, más aun cuando este tipo de maquinarias podrían causar accidentes debido a una interpretación errónea de resultados.

3. Los programas SAP2000® y ANSYS® utilizados en este proyecto se basan en el Método de Diseño de Elementos Finitos con lo que se convierten en herramientas muy valiosas para la resolución de problemas de ingeniería. Ambos programas permiten determinar las deformaciones y los esfuerzos en los elementos que conforman a la estructura. Se ha determinado que el programa SAP2000® presenta muchas ventajas ante el uso del programa ANSYS® ya sea en la obtención de resultados o en la modificación de los datos de entrada para el cambio de la estructura.
4. SAP2000® presenta la ventaja de que se puede seleccionar el código de diseño y las combinaciones de cargas aplicables al código seleccionado. En ANSYS® no se puede realizar esta operación ya que se deben de ingresar las cargas con su respectiva modificación.
5. Para la fabricación y diseño de la estructura se tomo en cuenta el acero ASTM A514 como materia prima, debido a que en el mercado local su uso es muy escaso por lo tanto se deberá realizar una importación de este material por lo que el precio del mismo es elevado en comparación con los que se comercializan en el mercado local. Sin embargo el uso de estos materiales harían que el dimensionamiento de las vigas principales aumenten en espesor y en

alto lo que conlleva un aumento en el peso de la estructura y disminución de la capacidad de carga de dicha estructura.

Recomendaciones

1. Los espesores de las vigas principales de la plataforma fueron diseñados utilizando el material ASTM A514 en caso de cambiar el material se deberá realizar un re-diseño de las vigas principales o refuerzo de las mismas.
2. Para la construcción se recomienda seguir los procedimientos de los planos adjuntos e información adjuntada en los ANEXOS.
3. Los precios de los accesorios, consumibles, materia prima y mano de obra pueden variar con el tiempo, se recomienda cotizar de nuevo estos elementos.
4. Los planos de corte fueron dibujados según el formato de las planchas a utilizar, en caso de realizar alguna modificación en el formato se deberá este debe realizar tal modificación en los planos de corte.

BIBLIOGRAFÍA

1. http://www.aeade.net/web/index.php?option=com_content&view=article&id=145&Itemid=80
2. <http://www.ikonet.com/es/diccionariovisual/transporteyvehiculos/transporte-terrestre/camiones/ejemplos-de-camionesarticulados.php>
3. http://cargainfo.com/front_content.php?idcat=1528
4. <http://www.uttrailerparts.com/uttrailerpartscom/Spain/productList.asp?SortID=00020003>
5. http://www.matesacv.com.mx/productos_ejes.html
6. http://www.emagri.com.mx/rines_camion.html
7. <http://www.jostinternational.com>
8. MINISTERIO DE TRANSPORTE Y OBRAS PUBLICAS, Coordinación de Pesos y Dimensiones
9. AASHTO, Policy on Geometric Design of Highways Streets
10. AISC, Load & Resistance Factor Design Specification, Segunda Edición
11. ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DEL TRABAJO, Enciclopedia de Salud y Seguridad en el Trabajo

12. ANGEL SANZ GONZALEZ, Tecnología de la Automoción, Ediciones Don Bosco
13. AWS, Structural Welding Code Steel AWS D1.1/D1.1:2006
14. BUMPER TO BUMPER, The Complete Guide to Tractor-Trailer Operations, Mickey Bymes and Associates, Inc.
15. NICHOLAS J. GARBER, Ingeniería de Tránsito y Carreteras, Tercera Edición
16. ING. FRANCISCO CARMONA PASTOR, Manual del Transportista
17. <http://www.uttrailerparts.com/uttrailerpartscom/Spain/productList.asp?SortID=00020003>
18. <http://www.fuwa.cn/en/>
19. <http://www.hendrickson-intl.com/ProductInfo>
20. [http://www.lincolnelectric.com/enus/Consumables/Pages/product.aspx?product=Products_Consumable_MIGGMAWWires-SuperArc-SuperArcLA-100\(LincolnElectric\)](http://www.lincolnelectric.com/enus/Consumables/Pages/product.aspx?product=Products_Consumable_MIGGMAWWires-SuperArc-SuperArcLA-100(LincolnElectric))
21. INDURA, Catálogo de Soldadura
22. ASTM, Handbook of Steel Data: American and European, 4th Edition
23. BÖHLER, Manual de Aceros Especiales, 2007

ANEXOS

ANEXO A: PESOS Y DIMENSIONES MAXIMAS PERMITIDAS




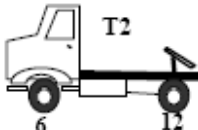
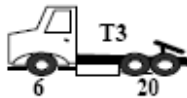
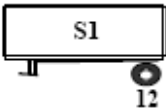
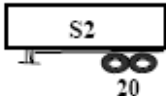
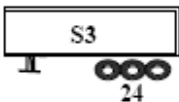
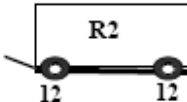
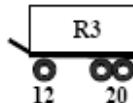
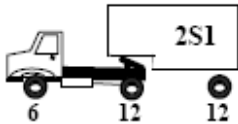
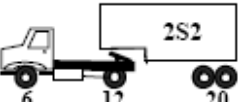
**MINISTERIO DE TRANSPORTE Y OBRAS PÚBLICAS
SUBSECRETARÍA DE TRANSPORTE TERRESTRE Y FERROVIARIO
COORDINACIÓN DE PESOS Y DIMENSIONES**

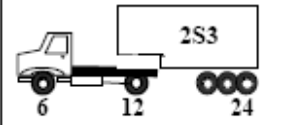
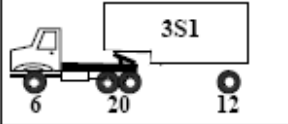
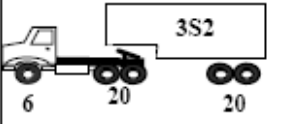
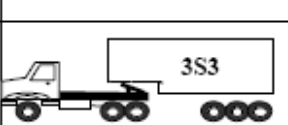
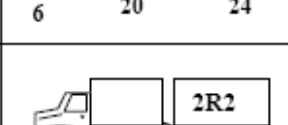
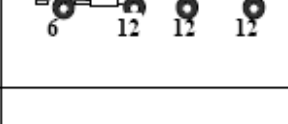
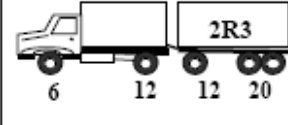
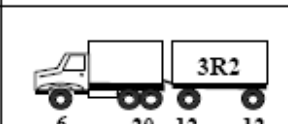
**COMUNICADO A LOS SEÑORES TRANSPORTISTAS DE CARGA PESADA, EMPRESAS QUE
GENERAN CARGA, PUERTOS MARÍTIMOS Y TERRESTRES, ADUANAS, ENCARGADOS DE
CONTROL DE TRANSPORTE TERRESTRE Y AFINES DEL ECUADOR**

El Ministerio de Transporte y Obras Públicas informa a los Señores Transportistas de Carga Pesada, Empresas Generadoras de Carga y Público en General, que en cumplimiento a la Ley de Caminos y su Reglamento Aplicativo, y al "Reglamento Técnico Andino sobre Límites de Pesos y Dimensiones de los Vehículos destinados al Transporte Internacional de Pasajeros y Mercancías por Carretera" publicado en el Registro Oficial 310, de 20 de abril de 2001 - DECISIÓN 491, que se encuentra efectuando el control de pesos y dimensiones a los vehículos que transportan carga y hacen uso de las carreteras de la red principal del País.

En vista de que algunos vehículos de carga, incumplen lo tipificado en la Ley de Caminos y su Reglamento Aplicativo y al Reglamento Técnico Andino, causando la destrucción de la red vial nacional, a partir del 20 de junio de 2009, se realizará un estricto control a los vehículos de carga en las estaciones de pesaje que tiene el MTO, en el País, de acuerdo al siguiente CUADRO DEMOSTRATIVO DE PESOS Y DIMENSIONES MÁXIMAS PERMITIDAS.

TIPO	Distribución máxima de carga por eje	DESCRIPCIÓN	Peso Bruto Vehicular PBV (Toneladas)	Peso Vehículo Vacio (Promedio)	LONGITUDES MÁXIMAS PERMITIDAS (METROS)		
					Largo	Ancho	Alto
2DA		CAMIÓN DE 2 EJES MEDIANOS	10,00	4,00	7,50	2,60	3,50
2DB		CAMIÓN DE 2 EJES GRANDES	18,00	7,00	12,00	2,60	4,10
3-A		CAMIÓN DE 3 EJES (TANDEM POSTERIOR)	26,00	11,00	12,20	2,60	4,10
4-C		CAMIÓN DE 4 EJES (TRIDEM POSTERIOR)	30,00	12,00	12,20	2,60	4,10

4-0 OCTOPUS		CAMIÓN CON TANDEM DIRECCIONAL Y TANDEM POSTERIOR	30,00	12,00	12,00	2,60	4,10
T2		TRACTO CAMIÓN DE DOS EJES	18,00	9,00	8,50	2,60	4,10
T3		TRACTO CAMIÓN DE TRES EJES	26,00	11,00	8,50	2,60	4,10
S1		SEMIRREMOLQUE DE UN EJE	12,00	5,00	9,00	2,60	4,10
S2		SEMIRREMOLQUE DE DOS EJES	20,00	6,00	12,50	2,60	4,10
S3		SEMIRREMOLQUE DE TRES EJES	24,00	7,00	13,00	2,60	4,10
R2		REMOLQUE DE 2 EJES	24,00	6,00	10,00	2,60	4,10
R3		REMOLQUE DE 3 EJES	32,00	7,00	10,00	2,60	4,10
2S1		TRACTO CAMIÓN DE 2 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 1 EJE	30,00	14,00	18,50	2,60	4,10
2S2		TRACTO CAMIÓN DE 2 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 2 EJES	38,00	15,00	18,50	2,60	4,10

2S3		TRACTO CAMIÓN DE 2 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 2 EJES	42,00	16,00	18,50	2,60	4,10
3S1		TRACTO CAMIÓN DE 3 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 1 EJE	38,00	16,00	18,50	2,60	4,10
3S2		TRACTO CAMIÓN DE 3 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 2 EJES	46,00	17,00	18,50	2,60	4,10
3S3		TRACTO CAMIÓN DE 3 EJES Y SEMIREMOLQUE DE 3 EJES	48,00	18,00	18,50	2,60	4,10
2R2		CAMIÓN REMOLCADOR DE 2 EJES Y REMOLQUE DE 2 EJES	38,00	13,00	18,50	2,60	4,10
2R3		CAMIÓN REMOLCADOR DE 2 EJES Y REMOLQUE DE 3 EJES	48,00	14,00	18,50	2,60	4,10
3R2		CAMIÓN REMOLCADOR DE 3 EJES Y REMOLQUE DE 2 EJES	48,00	17,00	18,50	2,60	4,10
3R3		CAMIÓN REMOLCADOR DE 3 EJES Y REMOLQUE DE 3 EJES	48,00	18,00	18,50	2,60	4,10

De igual manera el MTOP informa que a partir de la presente fecha se otorgará el **Certificado de Operación Especial por Dimensiones** a los vehículos de carga que excedan las siguientes dimensiones:

Ancho:	2,60m.
Altura:	4,10m.
Longitud:	
Camión con 2 ejes	12,00m.
Camión con 3 y 4 ejes	12,20m.
Combinaciones de tracto-camión y semi-remolque y de camión remolque independiente del número de ejes y su distribución	18,50m.
Remolque (Carrocería)	10,00m.
Remolque balanceado (Carrocería)	10,00m.
Semi-Remolque (Carrocería)	13,00m.

En caso de sobrepasar la carga permitida de 48 Ton, para cada vehículo se tendrá que tramitar adicionalmente un Certificado Especial por Carga, el cual tendrá la duración de (8) días o en su caso (1) solo viaje.

Costo por Certificado (Carga o Dimensiones)	US \$100,00
Duración Certificado Especial por Dimensiones	30 días
Duración Certificado Especial por exceso de carga	8 días 0 1 viaje

Ciudades en donde se pueden realizar los trámites:

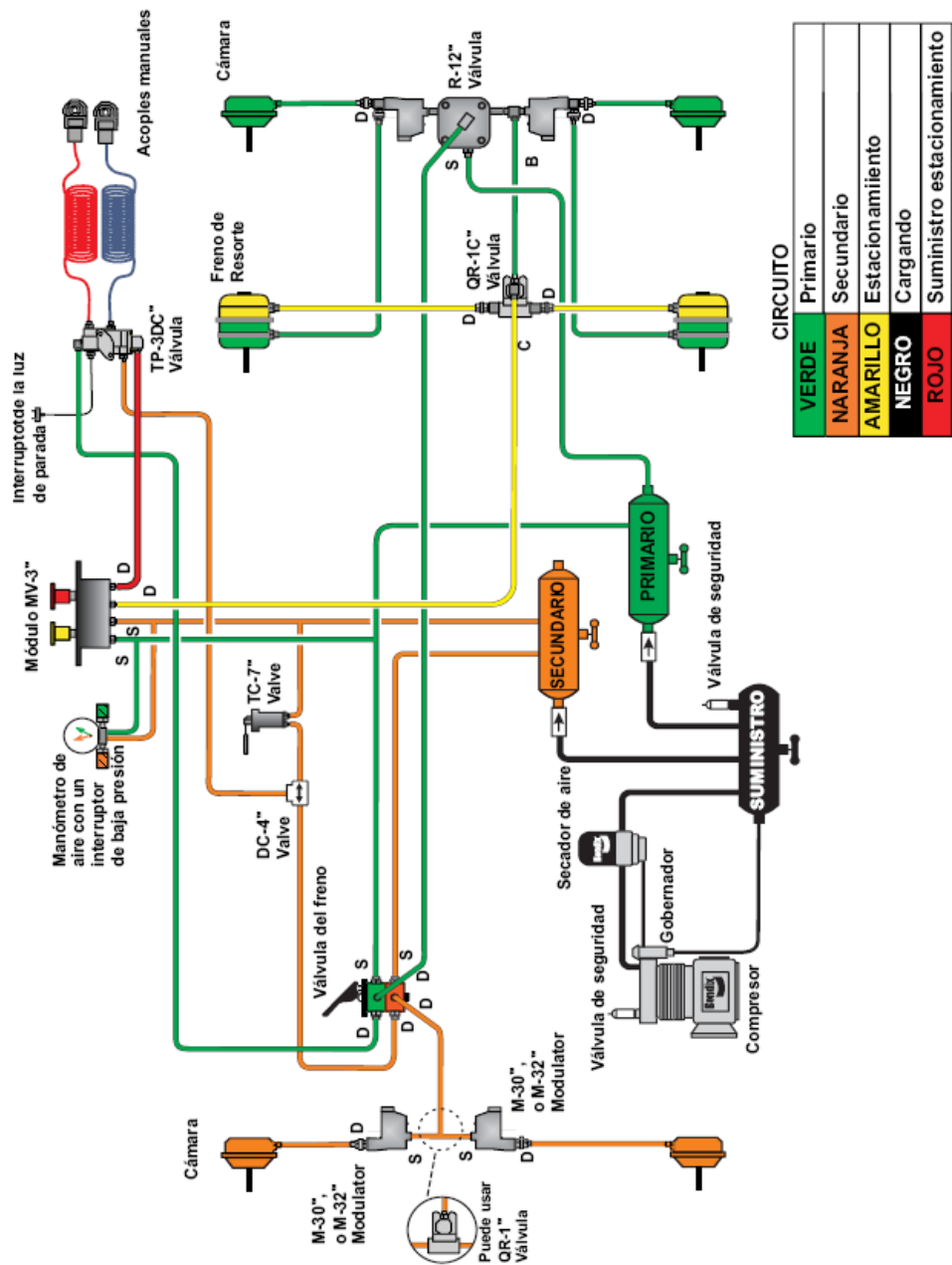
Quito	Edificio del MTOP, Av. Orellana y Juan León Mera, Piso 14, Teléfono: 02 227-455
Guayaquil	Subsecretaría MTOP, Ministerio del Litoral, Av. Francisco de Orellana, Piso 7, Teléfono: 04 2684-481 Ext.2718
Tulcán	Edificio del CENAF, Puente Rumichaca (frontera norte). Teléfono: 06 2986-588
Portoviejo	Subsecretaría MTOP, Andrés de Vera - Vía a Manta. Teléfono: 05 2930-535
Machala	Edificio del Correo, Juan Montalvo y Bolívar. Teléfono: 07 2930-526 Ext. 105
Cuenca	Subsecretaría MTOP. Teléfono 07 2889-427 (Próximamente)

Nota.- Los pesos y dimensiones normados deberán respetarse según el tipo de vehículo. Las empresas que generan carga no pueden obligar al transportista a excederse en los pesos y dimensiones permitidas.

Atentamente,

Ing. Jorge Marín Rodríguez.
MINISTRO DE TRANSPORTE Y OBRAS PÚBLICAS

ANEXO B: DIAGRAMA SISTEMA NEUMATICO CAMA BAJA



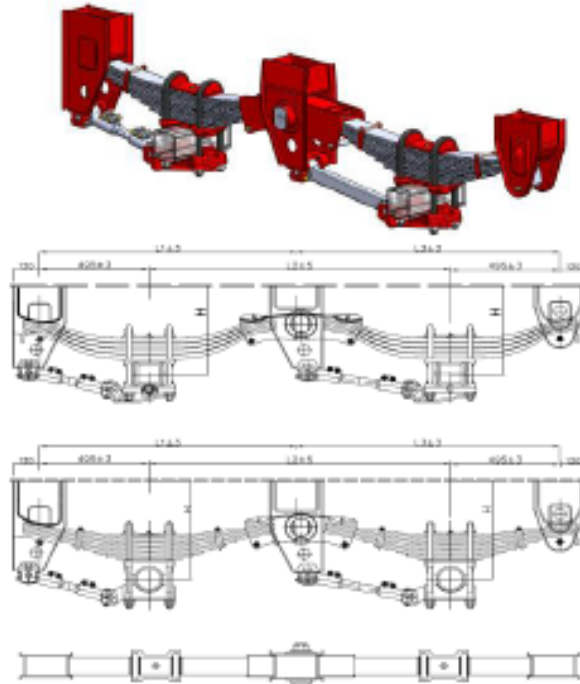
ANEXO C: DIMENSIONES SUSPENSION MECANICA



SUSPENSIONES / SUSPENSIONS

Susp. Mecánicas : Mod. Europa II 13-16 t

Susp. Mécaniques : Mod Europa II 13-16 t



Especificaciones suspensiones Mod. Europa II 13-16 t

Spécifications suspensions Mod. Europa II 13-16 t

Modelo	105 (cm/ft) Max. Capacidad (kg)	Distancia Entre Ejes L2 (mm.)	I1 (mm.)	I2 (mm.)	Altura Sin Carga H (mm.)	Tipo de Ballesta	Peso (kg)
Modelo	105 (cm/ft) Max. Capacidad (kg)	Distancia Entre Ejes L2 (mm.)	I1 (mm.)	I2 (mm.)	Hauteur Sans charge H (mm.)	Type de ressort	Poids (kg)
210DPH40/130	2 x 13000	1300	1130	1160	440	BP 4H 90x25	- 275
210EMH50/130	2 x 13000	1300	1130	1160	450	MULTI 10H 90x13	- 275
210DPH40/138	2 x 13000	1300	1160	1190	440	BP 4H 90x25	- 275
210EMH50/138	2 x 13000	1300	1160	1190	450	MULTI 10H 90x13	- 275
210EMH50/136	2 x 13000	1300	1160	1190	500	BP 4H 90x25	- 275
210EMH50/136	2 x 16000	1300	1160	1190	450	MULTI 12H 90x13	- 275
210EMH50/136	2 x 16000	1300	1160	1190	500	MULTI 12H 90x13	- 275

Todos los modelos están disponibles para vehículos de 1...2...3 ejes

Tous les modèles sont disponibles pour véhicules de 1...2...3 essieux

Todos los modelos están disponibles para ejes redondos o cuadrados de diferentes medidas

Tous les modèles sont disponibles pour essieux ronds ou carrés de différentes dimensions

Otras alturas, o distancias entre ejes: consultar el departamento técnico

Pour d'autres hauteurs de travail ou distances entre essieux : consulter le département technique

ANEXO D: PROCEDIMIENTO DE INSTALACION Y ALINEACION DE EJES

PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIÓN DE ALINEACIÓN

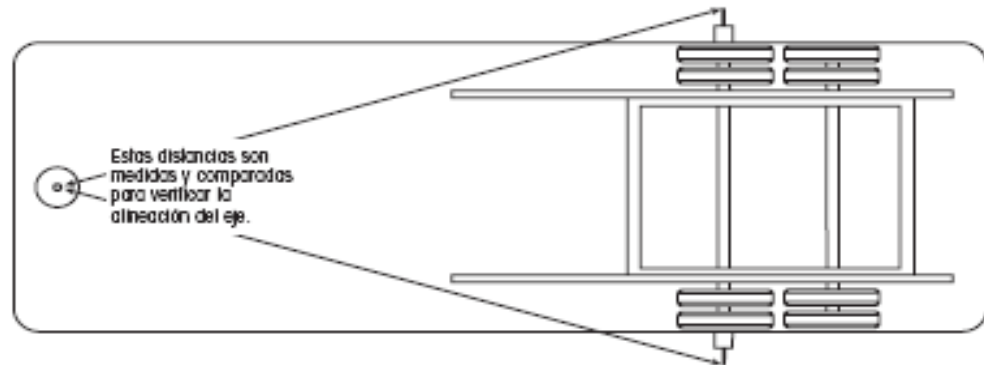


Figura 10. Verificando la alineación del eje

VERIFICANDO LA ALINEACIÓN DEL EJE CON EL "EXTENSÓMETRO"

El extensómetro es un instrumento diseñado para medir con exactitud la distancia en línea recta entre dos puntos. Este utiliza una cinta métrica de acero inoxidable en donde se han perforado agujeros a intervalos precisos. La cinta se sostiene dentro de un marco, que también contiene un micrómetro digital y un dispositivo tensor electrónico (figura 13). En uso, el gancho en el extremo de la cinta es unido a la argolla del adaptador del perno rey y la cinta es desenrollada hasta que el gancho del extremo del marco del extensómetro puede unirse a la argolla de las extensiones de la terminal de la rueda. El juego de la cinta es eliminado con la manija de rebobinado y un perno en el marco es colocado en uno de los agujeros de la cinta. Se da vuelta a la manija tensora de la cinta, reduciendo la longitud del marco e incrementando la tensión en la cinta. Cuando se ha alcanzado la tensión correcta, indicada por un sistema de focos LEDs rojos y verdes, el micrómetro digital es leído. Todo el proceso se repite en el otro lado del remolque y las dos lecturas del micrómetro se comparan para determinar si la alineación está dentro de la especificación (figura 10).

Utilice el siguiente procedimiento para verificar la alineación del eje con el extensómetro.

1. Pase la cinta del extensómetro por arriba de los patines del remolque y una el gancho en el extremo de la cinta a la argolla del adaptador del perno rey (figura 11). La abertura del gancho del extensómetro debe apuntar hacia el lado derecho del remolque.
2. Permita que la cinta desenrolle y una el gancho en el extremo del marco del extensómetro en la argolla de las extensiones de la terminal de la rueda (figura 12). La abertura del gancho del extensómetro debe apuntar hacia adentro.
3. Asegúrese que el marco del extensómetro esté completamente extendido. Gire en sentido contrario a las manecillas del reloj la manija tensora de la cinta hasta que se detenga (figura 13).
4. Gire a favor de las manecillas del reloj la manija de rebobinado de la cinta para que el juego de la cinta sea eliminado y sujete el agujero de la cinta más cercano al perno. Trate de tener la cinta lo más estirada posible mientras todavía puede colocar uno de los agujeros de la cinta en el perno.
5. Deslice la pinza de bronce de la cinta (figura 14) por encima del perno para asegurar la cinta al extensómetro, evitando que se deslice fuera del perno mientras sea tensionada en los pasos siguientes.
6. Apriete la cinta girando la manija tensora de la cinta en sentido de las manecillas del reloj hasta que el botón LED rojo se ilumine. En este momento, la cinta tiene una tensión excesiva.
7. Verifique el asentamiento del adaptador del perno rey. Con ambas manos empuje ligeramente el adaptador del perno rey hacia abajo hasta que el adaptador esté al ras con la



Figura 11. Sujando la cinta del extensómetro al adaptador del perno rey

superficie inferior de sujeción del perno rey, luego retire con cuidado ambas manos del adaptador del perno rey. Consulte la figura 11 para la colocación de las manos.

8. Repita el paso 7 una vez más.
9. Remueva la tensión de la cinta girando la manija tensora de la cinta en contra de las manecillas del reloj, en incrementos de ¼ vuelta, hasta que el foco LED verde se ilumine. En este momento, la cinta tiene la tensión apropiada.
10. Con el foco LED verde encendido, coloque un dedo debajo de la cinta y levante ligeramente la cinta para remover la tensión. El foco LED verde se deberá apagar.
11. Baje suavemente la cinta para restaurar la tensión. El foco LED verde deberá iluminarse otra vez.



Figura 12. Sujando el extensómetro a las extensiones de la terminal de la rueda



Figura 13. Extensómetro

12. Repita los pasos 10 y 11 dos veces más. Si la tensión apropiada de la cinta se ha alcanzado, el foco LED verde reaparecerá cada vez.

Si ni el foco LED rojo o verde se iluminan, incremente la tensión de la cinta rotando la manija tensora de la cinta en sentido de las manecillas del reloj hasta que el foco LED verde se ilumine, después repita los pasos 10 al 12.

Si el foco LED rojo se ilumina, repita los pasos 9 al 12.

13. Cuando el paso 12 se completa satisfactoriamente y el foco LED verde se ilumina tres veces seguidas, verifique y registre la lectura del micrómetro digital.

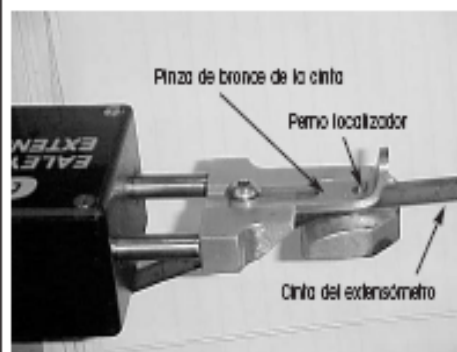


Figura 14. Detalles de sujeción de la cinta

El micrómetro digital muestra milímetros. Por ejemplo, si se muestra 11.30 indica 11.30 milímetros.

14. Cuidadosamente retire el equipo de medición y repita todo el procedimiento en el lado opuesto del remolque.

15. Compare las dos lecturas.

Si las lecturas están dentro de 6 milímetros una de la otra, la suspensión está dentro de la especificación de alineación de ± 0.1 grados.

Si las lecturas difieren en más de 6 milímetros, contacte al encargado de aseguramiento de calidad y utilice el procedimiento siguiente para diagnosticar el problema de alineación.

VERIFICANDO LA COLOCACIÓN DE LOS RIELES DE LA CAJA CON EL EXTENSÓMETRO

En caso de que el procedimiento de verificación de alineación del eje muestre una diferencia de más de 6 milímetros entre las dos lecturas del micrómetro, la posición de los rieles de la caja tiene que ser verificada.

La relación hacia adelante / atrás de un riel con el otro también es crítica para la alineación correcta de la suspensión. La herramienta de alineación para riel, incluida en el kit de verificación de alineación, puede ser usado para verificar la posición hacia adelante / atrás del riel de la caja. En uso, la herramienta es instalada en el agujero frontal del riel de la caja y la distancia de la herramienta al perno rey es medida y comparada contra la otra medida del riel de la caja al perno rey (figura 15).

NOTA: La posición de los rieles de la caja necesita ser verificada solo en caso de que el procedimiento de verificación de la alineación muestre una diferencia de más de 6 milímetros entre las dos lecturas del micrómetro.

Utilice el siguiente procedimiento para verificar la posición del riel de la caja con el extensómetro:

1. Si es necesario, remueva la barra de tope en caso de que este ocupando el par de agujeros frontales del riel de la caja.

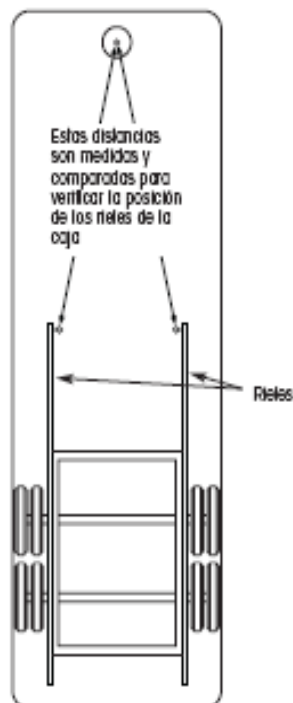


Figura 15. Verificación de alineación de los rieles de la caja

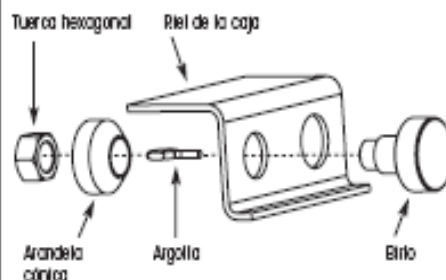


Figura 16. Instalando la herramienta de alineación para rieles

ANEXO E: HOJA DE INFORMACION ASTM A514



Designation: A 514/A514M - 05

American Association of State Highway and Transportation Officials Standard AASHTO M 290

Standard Specification for High-Yield-Strength, Quenched and Tempered Alloy Steel Plate, Suitable for Welding¹

This standard is issued under the designation A 514/A514M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

1. Scope²

1.1 This specification covers quenched and tempered alloy steel plates of structural quality in thicknesses of 6 in. [150 mm] and under intended primarily for use in welded bridges and other structures.

NOTE 1—All grades are not available in a maximum thickness of 6 in. [150 mm]. See Table 1 for thicknesses available in each grade.

1.2 If the steel is to be welded, it is presupposed that a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service will be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.

1.3 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system is to be used independently of the other, without combining values in any way.

2. Referenced Documents

2.1 *ASTM Standards:*²

A 6/A 6M Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling

A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products

3. General Requirements for Delivery

3.1 Plates furnished under this specification shall conform to the applicable requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M unless a conflict exists in which case this specification shall prevail.

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A01 on Steel, Stainless Steel, and Related Alloys and is the direct responsibility of Subcommittee A01.02 on Structural Steel for Bridges, Buildings, Rolling Stock, and Ships.

Current edition approved Sept. 1, 2005. Published October 2005. Originally approved in 1966. Last previous edition approved in 2000 as A 514/A 514M - 00a.

² For referenced ASTM standards, visit the ASTM website, www.astm.org, or contact ASTM Customer Service at service@astm.org. For Annual Book of ASTM Standards volume information, refer to the standard's Document Summary page on the ASTM website.

³A Summary of Changes section appears at the end of this standard.

Copyright © ASTM International, 100 Bar Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19380-9002, United States.

ASTM
INTERNATIONAL
Standard Specification for
High-Yield-Strength, Quenched and Tempered Alloy Steel Plate, Suitable for Welding
A 514/A514M - 05
This standard is issued under the designation A 514/A514M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.
This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.
1. Scope
1.1 This specification covers quenched and tempered alloy steel plates of structural quality in thicknesses of 6 in. [150 mm] and under intended primarily for use in welded bridges and other structures.
NOTE 1—All grades are not available in a maximum thickness of 6 in. [150 mm]. See Table 1 for thicknesses available in each grade.
1.2 If the steel is to be welded, it is presupposed that a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service will be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.
1.3 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system is to be used independently of the other, without combining values in any way.
2. Referenced Documents
2.1 ASTM Standards:
A 6/A 6M Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling
A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products
3. General Requirements for Delivery
3.1 Plates furnished under this specification shall conform to the applicable requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M unless a conflict exists in which case this specification shall prevail.
4. Materials and Manufacture
4.1 The steel shall be killed and conform to the requirements for fine austenitic grain size in Specification A 6/A 6M.
5. Heat Treatment
5.1 Except as allowed by 5.2, plates shall be heat treated to conform to the tensile and hardness requirements given in Table 2 by heating to not less than 1650°F [900°C], quenching in water or oil, and tempering at not less than 1150°F [620°C]. The heat-treatment temperatures shall be reported in the test report.
5.2 Plates ordered without the heat treatment specified in 5.1 shall be stress relieved by the manufacturer, and subsequent heat treatment of the plates to conform to 5.1 shall be the responsibility of the purchaser.
6. Chemical Composition
6.1 The heat analysis shall conform to the requirements given in Table 1.
6.2 The product analysis shall conform to the requirements given in Table 1, subject to the product analysis tolerance in Specification A 6/A 6M.
7. Mechanical Properties
7.1 Tension Test—The plates as represented by the tensile test specimens shall conform to the tensile requirements given in Table 2.
7.2 Hardness Test—For plates 3/4 in. [10 mm] and under in thickness, a Brinell hardness test may be used instead of tension testing each plate, in which case a tension test shall be made from a corner of each of two plates per lot. A lot shall consist of plates from the same heat, thickness, prior condition, and scheduled heat treatment and shall not exceed 15 tons [15 Mg] in weight [mass]. A Brinell hardness test shall be made on each plate not tension tested and the results shall conform to the hardness requirements given in Table 2.
8. Name
8.1 Exc
from a coe
9. Retest
9.1 Plat
and failed
be subject
and shall
requireme
9.2 The
meet the
tion. All u
heat treat
10. Test
10.1 If
Plate in it

A 514/A514M - 05

TABLE 1 Chemical Requirements (Heat Analysis)

NOTE 1—Where "... " appears in this table, there is no requirement.

Element	Chemical Composition, %							
	Grade A	Grade B	Grade E	Grade F	Grade H	Grade P	Grade Q	Grade S
	Maximum Thickness, in. (mm)							
	1/4 [32]	1/4 [32]	6 [150]	2 1/2 [65]	2 [50]	6 [150]	6 [150]	2 1/2 [65]
Carbon	0.15-0.21	0.12-0.21	0.12-0.20	0.10-0.20	0.12-0.21	0.12-0.21	0.14-0.21	0.11-0.21
Manganese	0.80-1.10	0.70-1.00	0.40-0.70	0.60-1.00	0.95-1.30	0.45-0.70	0.95-1.30	1.10-1.50
Phosphorus, max	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035
Sulfur, max	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.020
Silicon	0.40-0.80	0.20-0.35	0.20-0.40	0.15-0.35	0.20-0.35	0.20-0.35	0.15-0.35	0.15-0.45
Nickel	0.70-1.00	0.30-0.70	1.20-1.50	1.20-1.50	...
Chromium	0.50-0.80	0.40-0.65	1.40-2.00	0.40-0.65	0.40-0.65	0.85-1.20	1.00-1.50	...
Molybdenum	0.18-0.28	0.15-0.25	0.40-0.60	0.40-0.60	0.20-0.30	0.45-0.60	0.40-0.60	0.10-0.60
Vanadium	...	0.03-0.08	A	0.03-0.08	0.03-0.08	...	0.03-0.08	0.06
Titanium	...	0.01-0.04	0.01-0.10	B
Zirconium	0.05-0.15 ^c
Copper	0.15-0.50
Boron	0.0025 max	0.0005-0.005	0.001-0.005	0.0005-0.008	0.0005-0.005	0.001-0.005	...	0.001-0.005
Columbium, max	0.06

^AMay be substituted for part or all of titanium content on a one for one basis.
^BTitanium may be present in levels up to 0.06 % to protect the boron additions.
^CZirconium may be replaced by cerium. When cerium is added, the cerium/sulfur ratio should be approximately 1.5 to 1, based upon heat analysis.

TABLE 2 Tensile and Hardness Requirements

NOTE 1— See the Orientation and Preparation subsections in the Tension Tests section of Specification A 6/A 6M.
 NOTE 2—Where "... " appears in this table there is no requirement.

Thickness, in. (mm)	Tensile Strength, ksi (MPa)	Yield Strength, min ^A , ksi (MPa)	Elongation in 2 in. (50 mm), min ^{B,C,D} , %	Reduction of Area, min ^{E,G} , %	Brinell Hardness Number ^F
To 1/4 [20], incl	110 to 130 [760 to 895]	100 [690]	18	40 ^F	235 to 293 HBW
Over 1/4 [20] to 2 1/2 [65], incl	110 to 130 [760 to 895]	100 [690]	18	40 ^F , 50 ^G	...
Over 2 1/2 [65] to 6 [150], incl	100 to 130 [690 to 895]	90 [620]	16	50 ^G	...

^AMeasured at 0.2 % offset or 0.5 % extension under load as described in the Determination of Tensile Properties section of Test Methods and Definitions A 370.
^BElongation and reduction of area need not be determined for floor plates.
^CFor plates tested in the transverse direction, the elongation requirement is reduced by two percentage points and the reduction of area minimum requirement is reduced by two percentage points. See elongation requirement adjustments in the Tension Tests section of Specification A 6/A 6M.
^DMeasured on the Fig. 3 (Test Methods and Definitions A 370) 1 1/2-in. [40-mm] wide tension test specimen, the elongation is determined in a 2-in. [50-mm] gage length that includes the fracture and shows the greatest elongation.
^ESee 7.2.
^FMeasured on the Fig. 3 (Test Methods and Definitions A 370) 1 1/2-in. [40-mm] wide tension test specimen.
^GMeasured on the Fig. 4 (Test Methods and Definitions A 370) 1/2-in. [12.5-mm] round tension test specimen.

8. Number of Tests

8.1 Except as allowed by 7.2, one tension test shall be taken from a corner of each plate as heat treated.

9. Re-test

9.1 Plates that were subjected to Brinell hardness testing and failed to conform the specified hardness requirements may be subjected, at the manufacturer's option, to tension testing and shall be accepted if the results conform to the tensile requirements given in Table 2.

9.2 The manufacturer may re-heat treat plates that fail to meet the mechanical property requirements of this specification. All mechanical property tests shall be repeated after such re-heat treatment.

10. Test Specimens

10.1 If possible, all test specimens shall be cut from the heat-treated condition. If it is necessary to prepare

test specimens from separate pieces, such pieces shall be full thickness, and shall be similarly and simultaneously heat treated with the plate. All such separate pieces shall be of such a size that the prepared test specimens are free of any variation in properties due to edge effects.

10.2 If specified in the purchase order, the test pieces shall be subjected to additional thermal treatments intended to simulate thermal treatments that subsequently might be done by the fabricator.

11. Keywords

11.1 alloy; bridges; high-yield-strength; plates; quenched; steel; structural steel; tempered; welded construction

SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

Supplementary requirements shall not apply unless specified in the purchase order or contract. Standardized supplementary requirements for use at the option of the purchaser are listed in Specification A/A 6M. Those that are considered suitable for use with this specification are listed by title:

S5. Charpy V-Notch Impact Test

S8. Ultrasonic Examination

SUMMARY OF CHANGES

Committee A01 has identified the location of selected changes to this standard since the last issue (A 514/A 514 M - 00a) that may impact the use of this standard.

(1) Section 5.2 was added.

(2) Tables 1 and 2 were revised.

(3) A supplementary requirements section was added.

(4) Section 4.1 was revised.

ASTM International takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM International Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

This standard is copyrighted by ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9585 (phone), 610-832-9555 (fax), or service@astm.org (e-mail); or through the ASTM website (www.astm.org).



1. Scope*
1.1 This is primarily for welded boiler
1.2 Plates grades having

Grade U.S.
60 [415]
65 [450]
70 [485]

1.3 The capacity of property req limits the m specification

Grade U.S.
60 [41]
65 [45]
70 [48]

1.4 For heat treatm requirement reporting o A 20M app

1.5 The are to be re SI units an system are be used inc two system cation.

2. Referen
2.1 AST

* This spe Stainless Stee A01.11 on St Current et approved in
* For AST cation SA-5

ANEXO F: HOJA TECNICA SOLDADURA SAW

SUBMERGED AFC (SAW) FLUX 

Lincolnweld® 880M®

EN 760 – S A FB 1 • 800 Series Neutral Flux

Recommended Wires

For Mild Steel
Lincolnweld® L-50®, L-56®, LA-71, L-S3

For Low Alloy Steel
Lincolnweld® LA-75, LA-85, LA-90, LA-92, LA-93,
LA-100, LAC-B2, LAC-M2, LAC-Ni2

Product Information

Basicity Index: 3.3
Density: 1.2 g/cm³

Packaging

50 lb (22.7 kg) Plastic Bag ED031853

Key Features

- ▶ A basic flux which features industry proven results in multiple pass applications
- ▶ Recommended for welding with solid mild steel and low alloy electrodes, as well as Lincoln's LAC series of low alloy flux-cored electrodes
- ▶ Good deep groove slag removal
- ▶ Excellent choice for single arc AC submerged arc welding

Typical Applications

- ▶ Tandem arc applications for offshore fabrication
- ▶ Jobs requiring 480 MPa (70 ksi) tensile strength after stress relief when used with L-56®, L-S3, or LA-71

FLUX COMPOSITION⁽¹⁾

	%SiO ₂	%MnO	%MgO	%CaF ₂	%Na ₂ O	%Al ₂ O ₃	%CaO	%K ₂ O	% Metal Alloys
Lincolnweld® 880M®	12	1	29	29	1	18	B	1	1 max.

AWS TEST RESULTS⁽¹⁾

Flux/Wire Combination	Weld Condition	Yield Strength ⁽²⁾ MPa (ksi)	Tensile Strength MPa (ksi)	Elongation (%)	Charpy V-Notch J (ft•lb/f)	Temp °C (°F)	AWS Classification (A5.17/A5.23)
L-50®	As-welded	410 (59)	510 (74)	32	263 (194)	-62 (-80)	F7A8-EM13K-HB
L-56®	As-welded	480 (69)	590 (85)	31	121 (89)	-51 (-60)	F7A6-EH11K-HB
L-56®	Stress-relieved ⁽³⁾	400 (58)	540 (78)	32	158 (116)	-51 (-60)	F7P6-EH11K-HB
L-S3	As-welded	400 (58)	510 (74)	32	264 (195)	-51 (-60)	F7A6-EH12K-HB
LA-71	As-welded	480 (70)	570 (82)	29	143 (105)	-62 (-80)	F7A8-EM14K-HB
LA-71	Stress-relieved ⁽³⁾	430 (63)	550 (80)	31	164 (121)	-62 (-80)	F7P8-EM14K-HB
LA-75	As-welded	440 (64)	550 (80)	31	167 (123)	-62 (-80)	F7A8-EN1K-N1-HB
LA-85	As-welded	520 (76)	610 (88)	24	57 (42)	-51 (-60)	F7A8-EN15-N15-HB
LA-85	Stress-relieved ⁽³⁾	490 (71)	590 (85)	27	145 (107)	-62 (-80)	F7P8-EN15-N15-HB
LA-90	As-welded	590 (84)	680 (99)	26	68 (50)	-51 (-60)	F9A6-EA3K-A3-HB
LA-90	Stress-relieved ⁽³⁾	520 (75)	630 (91)	28	145 (107)	-62 (-80)	F8P8-EA3K-A3-HB
LA-92	Stress-relieved ⁽³⁾	460 (66)	570 (82)	28	178 (131)	-29 (-20)	F7P2-EB2R-B2-HB
LA-93	Stress-relieved ⁽³⁾	510 (74)	610 (88)	26	214 (158)	-18 (0)	F7P0-EB3R-B3-HB
LA-100	As-welded	680 (98)	730 (106)	25	129 (95)	-51 (-60)	F9A6-EM2-M2-HB
LAC-B2	Stress-relieved ⁽³⁾	500 (72)	600 (87)	25	144 (108)	-29 (-20)	F8P2-EC82-B2-HB
LAC-Ni2	As-welded	760 (110)	820 (119)	23	83 (61)	-51 (-60)	F11A6-ECM2-M2-HB
LAC-Ni2	As-welded	510 (73)	600 (87)	22	77 (57)	-73 (-100)	F7A10-ECN2-Ni2-HB
LAC-Ni2	Stress-relieved ⁽³⁾	480 (69)	570 (83)	28	103 (76)	-73 (-100)	F7P10-ECN2-Ni2-HB

⁽¹⁾See test methods table for details. ⁽²⁾Measured with 0.2% offset. ⁽³⁾Stress-relieved for 1 hour at 620°C (1140°F). ⁽⁴⁾Stress-relieved for 1 hour at 600°C (1110°F).
NOTE: For the rest up to AWS certification of conforming products visit www.lincolnweld.com

SUBMERGED ARC (SAW) ELECTRODE

Lincolnweld® LAC-M2

AWS ECM2 • Low Alloy Cored Electrode

Conformances

AWS A5.23/A5.23M: 2007 ECM2

Recommended Fluxes

Lincolnweld® 880™, 880M®, 888™, MIL800-H™

Key Features

- ▶ Capable of delivering 690 MPa (100 ksi) yield strength when welded with Lincolnweld® 880™, 880M®, 888™ or MIL800-H® fluxes

DIAMETERS / PACKAGING

Diameter in (mm)	50 lb (23 kg) Coil
3/32 (2.4)	ED010981
5/32 (4.0)	ED010982

Lincolnweld® LAC-Ni2

AWS ECNi2 • Low Alloy Cored Electrode

Conformances

AWS A5.23/A5.23M: 2007 ECNi2

Recommended Fluxes

Lincolnweld® 880™, 880M®, 882™, 888™, 980™

Key Features

- ▶ A 2% nickel electrode used primarily in weathering steel applications
- ▶ When used with 888 flux, it can produce impact properties exceeding 27 J (20 ft•lbft) at -73°C (-100°F)

DIAMETERS / PACKAGING

Diameter in (mm)	50 lb (23 kg) Coil
3/32 (2.4)	ED010986

ANEXO G: HOJA TECNICA SOLDADURA GMAW



MIG Wires and TIG Cut Lengths



SUPERARC® LA-100 AWS ER100S-G, ER110S-G

- Top Features**
- Capable of producing welds with 600 MPa (800 ksi) tensile strength
 - Excellent for welding quenched and tempered steels and HY-80 base materials
 - MicroGuard® Ultra provides superior feeding and arc stability
 - Supports short-circuiting, globular, axial spray and pulsed spray transfer

- Typical Applications**
- HY-80 base material
 - ASTM A514, A543, A724 and A782 quenched and tempered plate
 - Various fleet input conditions
 - Military low alloy applications

Welding Positions

- All
- Shielding Gas**
- Mixed Shielding Gas

SuperArc LA-100 Product Info
GMAW Welding Guide

CONSUMABLE DETAILS

Diameter/Packaging	DIAMETER (IN)	DIAMETER (MM)	PACKAGE
Mechanical Properties			PRODUCT NUMBER
Chemical Composition			
Typical Operating Procedures			
Conformances			

.035	0.9	500 lb Accu-Trek Drum	ED031415
.035	0.9	44 lb Steel Spool	ED030778
.045	1.1	33 lb Steel Spool	ED031417
.045	1.1	500 lb Accu-Trek Drum	ED001162
.045	1.1	44 lb Steel Spool	ED030779

Temp. Condition	MECHANICAL PROPERTIES* - As Required per AWS A5.28/A5.28M 2005					
	Tensile Strength ksi (MPa)	Tensile Strength MPa (ksi)	Elongation %	Charpy V-Notch J (ft-lb)		
As Supplied	Not Specified	600 (870) min	Not Specified	Not Specified	Not Specified	
As Welded - Gas Not Specified	Not Specified	700 (1010) min	Not Specified	Not Specified	Not Specified	
As Welded with 65% Ar/35% He	685 - 825 (632 - 102)	Not Specified	35 min	81 (59) min	40 (30) min	
Test Results[†]						
As Welded at 120% of min. 50% Ar/50% He	750 (105)	700 (101)	22	64 (47)	150 (110)	
As Welded at 45% Ar/55% He	730 (105)	700 (101)	22	-	119 (88)	
Fillet						
As Welded at 100% Ar/0% He	620 (90)	315 (45)	25	130 (95)	77 (57)	
CV						
As Welded at 100% Ar/0% He	810 (90)	343 (100)	25	179 (130)	106 (78)	
As Welded at 45% Ar/55% He	620 (90)	315 (100)	25	-	117 (86)	

WIRE CONTROL (IOW) - As Required per AWS A5.28/A5.29M, 2005

	50	50A	51	54	54A	54B	55
Requirements and (ENISO-G) ENISO-G	-	-	-	50	50	50	-
Typical Performance*	608-608	140-140	040-033	118-100	040-040	008-008	0107-100
	57	57	58	511	510	50a	
Requirements and (ENISO-G) (ENISO-G)	-	-	-	-	-	-	-
Typical Performance*	000-0 000	000	500	010-001	000	011-011	

* Typical Performance is based on AWS A5.28/A5.29M, 2005

TYPICAL OPERATING PROCEDURES

Electrode, Filability Shielding Gas	ET/OT mm (in)	Wire Feed Speed mm/min (in/min)	Voltage (volts)	Spool Current (amps)	Heat Affected Zone (HAZ) mm (in)
505 In (1.6mm) DC:					
Shield Gas Taper 90% Ar/10% CO ₂	9-17 (3/8-3/4)	25 (100) 28 (110) 34 (130)	18 19 19	80 100 120	03 (1/8) 13 (1/2) 18 (3/4)
Open Taper 90% Ar/10% CO ₂	9-17 (3/8-3/4)	25 (100) 27 (100) 34 (130)	18 20 20	100 120 130	27 (1 1/8) 34 (1 3/8) 41 (1 5/8)
504 In (1.6mm) DC:					
Shield Gas Taper*	10-18 (3/8-3/4)	21 (80) 24 (90)	18-21 19-21	100 140	24 (1 1/8) 30 (1 1/8)
Open Taper 90% Ar/10% CO ₂ 90% Ar/10% CO ₂	10-18 (3/8-3/4)	21 (80) 21 (80) 27 (100)	17 21 21	100 100 140	41 (1 5/8) 57 (2 1/8) 60 (2 3/8)
502 In (1.6mm) DC:					
Open Taper 90% Ar/10% CO ₂ 90% Ar/10% CO ₂	10-20 (3/8-1) 10-20 (3/8-1)	23 (90) 26 (100) 34 (130)	15 21 26	110 100 100	48 (1 7/8) 54 (2 1/8) 67 (2 5/8)

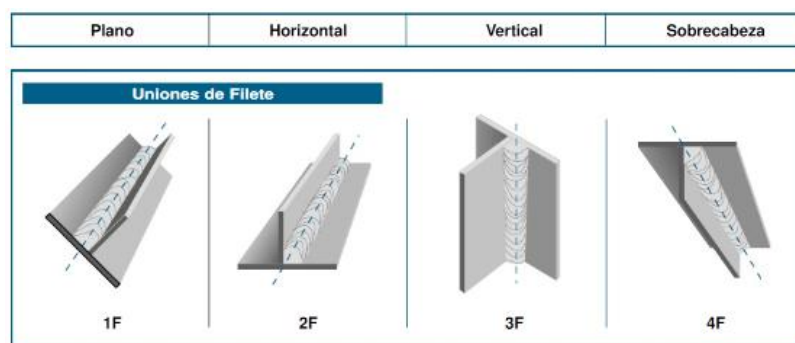
* Heat affected zone (HAZ) is the distance from the electrode to the edge of the HAZ. The HAZ is the distance from the edge of the HAZ to the edge of the HAZ. The HAZ is the distance from the edge of the HAZ to the edge of the HAZ.

- AWS A5.28/A5.29M: 2005 and ASME SFA-A5.28: ER1005-G, ER1105-G
- AWS A5.21/A5.23M: 2007 ER42
- AWS: 47Q5505A
- CEN/CSA W48-08: ER1005-G (ER1005-G)
- DR: EN 12534 T 60 5 Mn3M1, 5 Mo
- TUR: EN 12534 T 60 5 Mn3M1, 5 Mo
- Military: MIL-1005-1

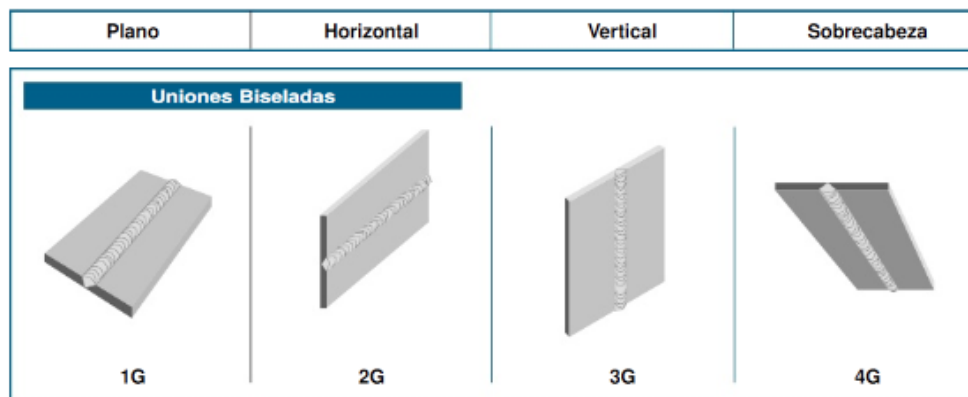
ANEXO H: TEORIA DE SOLDADURA

Posiciones en soldadura:

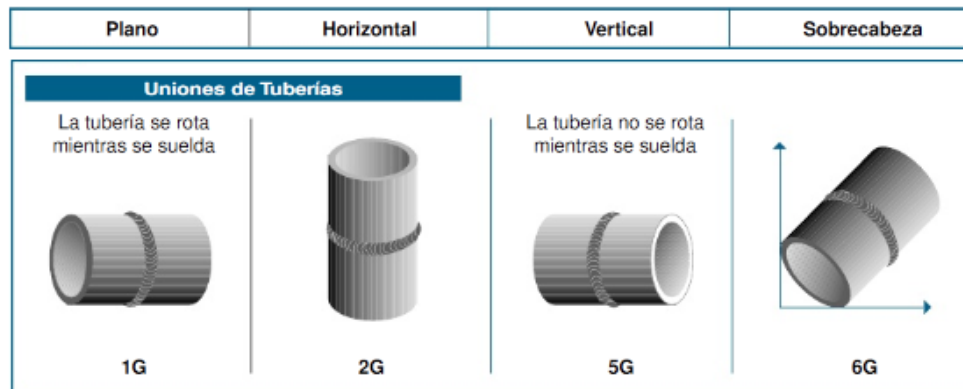
En soldadura existen distintas posiciones de soldar, tanto en ángulo o de rincón designada con la letra F y la soldadura a tope designada con la letra G según la normativa americana (A.W.S.). Esta designación de las posiciones en la soldadura son de acuerdo con la norma ANSI/AWS A3.0-85.



POSICIONES EN UNIONES A FILETE.



POSICIONES EN UNIONES A TOPE.



POSICIONES EN UNIONES DE TUBERIAS.

Para la soldadura de unión a filete se describe cada designación mostrada:

- Posición 1F: Soldadura acunada o plana y una de las chapas inclinadas a 45° más o menos.
- Posición 2F: Soldadura horizontal y una de las chapas en vertical.
- Posición 3F: Soldadura vertical con ambas chapas en vertical; en la normativa americana tanto la soldadura ascendente como descendente sigue siendo la 3F.
- Posición 4F: Soldadura bajo sobre cabeza.

Para la soldadura de unión a tope se describe cada designación mostrada:

- Posición 1G: Chapas horizontales, soldadura plana o sobremesa.
- Posición 2G: Chapas verticales con eje de soldaduras horizontales, o también denominado de cornisa.
- Posición 3G: Soldadura vertical ascendente, soldadura vertical descendente.
- Posición 4G: Soldadura sobre cabeza.

Para la soldadura de unión de tuberías se describe cada designación mostrada:

- Posición 1G: Tuberías horizontales, con movimiento de rotación o revolución; soldadura "plana", el depósito del material de aporte se realiza en la parte superior del tubo o caño.
- Posición 2G: Tuberías verticales e inmóviles durante la soldadura, o también denominado de cornisa.
- Posición 5G: Tuberías horizontales e inmóviles; Esta posición abarca todas las posiciones, soldadura plana, vertical y bajo techo.
- Posición 6G: Tuberías inmóviles con sus ejes inclinados a 45°. Esta soldadura abarca: soldadura sobre cabeza, vertical y plana.

Procesos de soldadura:

El diseño de la soldadura afecta la calidad y el costo final del producto. El propósito de una junta soldada es la unión de dos metales mediante la fusión del material. Existen un gran cantidad de procesos cada uno tiene sus indicaciones para ser empleado en los diferentes campos de la tecnología. En el campo de estructuras metálicas se emplea el procesos SMAW (Shielded Metal Arc Welding), SAW (Submerged Arc Welding) y GMAW (Gas Metal Arc Welding). Estos procesos se diferencian tanto por el método de uso como la forma de depositar el material de aporte.

A continuación se describe cada proceso a utilizar:

SMAW: el sistema de soldadura eléctrica con electrodo revestido se caracteriza por la creación y mantenimiento de un arco eléctrico entre una varilla metálica llamada electrodo y la pieza a soldar. Este electrodo está constituido por una varilla metálica llamada núcleo o alma, generalmente de forma cilíndrica recubiertas de un revestimiento de sustancias no metálicas, cuya composición química puede ser muy variada; según las características que se requieran en el uso. El revestimiento puede ser básico, rutílico y celulósico. Para realizar una soldadura por arco eléctrico se induce una diferencia de potencial entre el electrodo y la pieza a soldar. Con lo cual se ioniza el aire entre ellos y pasa a ser conductor, de modo que se cierra el circuito. El calor del arco funde parcialmente el material de base y funde el material de aporte, el cual se deposita y crea el cordón de soldadura. La soldadura por arco eléctrico es utilizada comúnmente debido a la facilidad de transporte y a la economía de dicho proceso.

GMAW: es un proceso de soldadura el cual consiste en mantener un arco entre un electrodo de hilo sólido continuo y la pieza a soldar. Tanto el arco como el baño de soldadura se protegen mediante un gas que puede ser activo o inerte. El procedimiento es adecuado para unir la mayoría de materiales, disponiéndose de una amplia variedad de metales de aportación. Este tipo de soldadura es intrínsecamente más productiva que la soldadura SMAW, donde se pierde productividad cada vez que se produce una parada para reponer el electrodo consumido. Las pérdidas materiales también se producen con la soldadura SMAW, cuando la parte última del electrodo es desechada. La soldadura MIG/MAG es un proceso versátil, pudiendo depositar el metal a una gran velocidad y en todas las posiciones. El procedimiento es muy utilizado en espesores delgados y medios, en fabricaciones de acero y estructuras de aleaciones de aluminio, especialmente donde se requiere un gran porcentaje de trabajo manual. En este tipo de soldadura el equipo es más complejo y caro, de difícil transportación y no tan efectivo en trabajos en campo ya que existe pérdida de gas protector.

SAW: es un proceso de soldadura que consiste en establecer el arco entre la pieza a soldar y el electrodo, estando ambos cubiertos por una capa de flux granular (de ahí su denominación "arco sumergido"). Por esta razón el arco está oculto. Algunos fluxes se funden para proporcionar una capa de escoria protectora sobre el baño de soldadura. El flux sobrante vuelve a ser de nuevo reutilizado. El arco sumergido principalmente se utiliza en instalaciones de soldadura que están totalmente automatizadas, aunque también puede ser utilizado para realizar soldaduras manuales. Para aumentar la productividad es posible introducir técnicas utilizando varios electrodos. Dada su alta tasa de aportación, el procedimiento es apropiado para unir juntas rectas con buena preparación en posición horizontal.

ANEXO I: ESPECIFICACIONES TECNICAS KING PIN



SAE KINGPINS



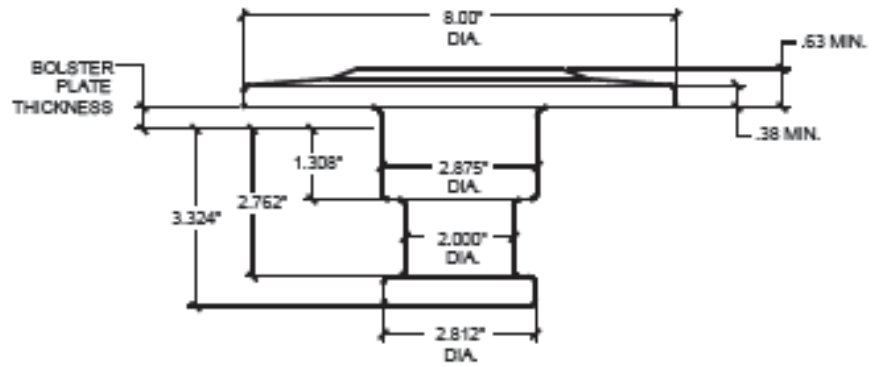
JOST SAE kingpins are suitable for OEM and after market replacement. They are intended to be installed by welding, using a procedure published by the American Welding Society or other technical organization. When properly installed they will meet or exceed the performance requirements of the Society of Automotive Engineers (SAE) and the Truck and Trailer Manufacturers Association (TTMA).

TECHNICAL SPECIFICATIONS

- **MATERIAL – AISI 8630H**
- **HEAT TREATMENT**
Through hardened using a quenched and temper process which produces a surface hardness of 302-363 BHN.
- **STRENGTH**
At the above hardness the material will have an approximate 150,000 p.s.i. ultimate strength and 115,000 p.s.i. yield strength.
- **IMPACT AND WEAR RESISTANCE**
The high nickel alloy and heat treat process provides a good balance between hardness (wear resistance) and low brittleness (good impact resistance).
- **MADE IN U.S.A. – By **JOST****
- **QUALITY ASSURANCE**
Rigid metallurgical cleanliness and quality standards including:
 - 100% Brinell Hardness testing.
 - 100% magnetic particle inspection.
 - 100% ultrasonic testing (MS105, tightened C = 0).
- **AVAILABLE IN A VARIETY OF SIZES**
(See over).






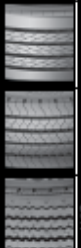

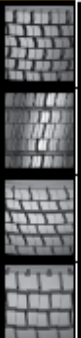
MUSHROOM STYLE - 8630H STEEL FORGING



PART NUMBER	BOLSTER PLATE THICKNESS	WEIGHT	SIMILAR TO HOLLAND™ PART NUMBER
KZ-T2	1/4"	14 lbs.	KP-T-809-CF
KZ-T3	5/16"	14 lbs.	KP-T-809-EF
KZ-T4	3/8"	14 lbs.	KP-T-809-F
KZ-T5	1/2"	14 lbs.	KP-T-809-BF

ANEXO J: ESPECIFICACIONES TECNICAS LLANTAS

Continental Truck Tyres

		Heavy Truck Steer - Regional-Traffic				Heavy Truck Drive - Regional-Traffic							
		 <ul style="list-style-type: none"> Maximum life expectancy through customised tread geometry Even wear pattern under all load conditions through optimised contact patch Precise handling thanks to perfected tread patterns Maximum grip in the wet with minimum wear through innovative tread compound for sleet 		 <ul style="list-style-type: none"> Maximum life expectancy and very good traction, thanks to customised tread geometry Even wear pattern under all load conditions through optimised contact patch Maximum grip in the wet with minimum wear through innovative tread compound for sleet Several life cycles, thanks to highly durable casing design 									
													
		HSR2		HSR		HDR2		HDR					
		Type size		LI/3		Type size		LI/3					
GOODS	9 R22.5	1397/31L	HSR	HSR	HSR	11 R22.5	1487/46L	HDR	HDR				
	10 R22.5	1447/46L	HSR	HSR	HSR	12 R22.5	1527/48L (1507/48M)	HDR1	HDR1				
	11 R22.5	1487/46L	HSR1	HSR1	HSR1	150/48M	1527/48M	HDR1+	HDR1+				
	205/60 R22.5	1527/48M	HSR1	HSR1	HSR1	315/60 R22.5	1547/50M	HDR2	HDR2				
	315/80 R22.5	1507/50L (1547/50M)	HSR1	HSR1	HSR1	315/70 R22.5	1527/48M	HDR2	HDR2				
	315/70 R22.5	1547/50L (1527/48M)	HSR1	HSR1	HSR1	315/70 R22.5	1547/50L (1527/48M)	HDR2	HDR2				
	385/65 R22.5	1607-K (1586/L)	HSR2	HSR2	HSR2								
	9 R22.5	1397/31L	HSR	HSR	HSR	11 R22.5	1487/46L	HDR	HDR				
	10 R22.5	1447/46L	HSR	HSR	HSR	12 R22.5	1527/48L (1507/48M)	HDR1	HDR1				
	11 R22.5	1487/46L	HSR1	HSR1	HSR1	205/60 R22.5	1527/48M	HDR1+	HDR1+				
	205/60 R22.5	1527/48M	HSR1	HSR1	HSR1	315/80 R22.5	1507/50L (1547/50M)	HDR2	HDR2				
	315/80 R22.5	1507/50L (1547/50M)	HSR1	HSR1	HSR1	315/70 R22.5	1547/50L (1527/48M)	HDR2	HDR2				
315/70 R22.5	1547/50L (1527/48M)	HSR1	HSR1	HSR1									
385/65 R22.5	1607-K (1586/L)	HSR2	HSR2	HSR2									
CONSTRUCTION													

LI/3 = Load Index (Load Capacity) and Speed Index

HSR = Heavy Steer Regional Traffic

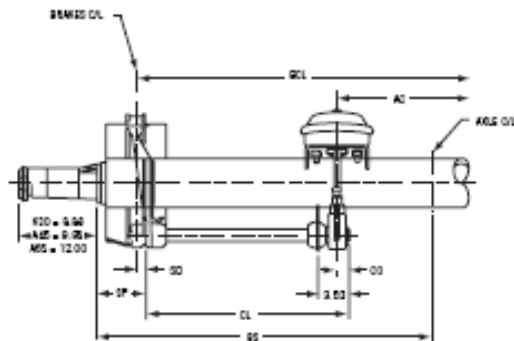
HSR = Heavy Steer Regional Traffic

ANEXO K: ESPECIFICACIONES TECNICAS EJES

TRAILER AXLE K30 / A45 / A65 SERIES TRAILER AXLE SPECIFICATIONS

LIT NO: L1113

DATE: December 2008



WHERE

AC	Air chamber centerline to centerline	SO	Spider offset (centerline of anchor pin holes to face of cam boss): 1.17" for the 16.5" and 18" brakes, 1.42" for the 20" brakes
BCL	Brake centerline to brake centerline	SP	Spider placement (determines position of brake shoes in drum)
BS	Inner bearing shoulder to shoulder	SW	Spacer width (spoke wheels)
BW	Bearing width (cup and cone assembled)	TR	Track (centerline of left-hand tires to centerline of right-hand tires)
CL	Cam under head length	TW	Tire width (loaded)
CO	Distance from end of cam to stock centerline: 1.38" for 16.5" and 18" brakes, 1.62" for 20" brakes	W	Tube wall thickness
DT	Wheel disc thickness	X	End of S-cam to mounting face of S-cam bracket: 3.50" for 16.5" and 18" brakes, 4.12" for 20" brakes
HF	Hub face to hub face = BS + 2(BW + B)		
ID	Inside of brake drum to brake drum dimension		
OW	Overall width (outside left tire to outside right tire)		
RO	Rim offset (negative for single inset wheels)		

WHEEL BEARINGS

Model	Location	Industry Part No. Cone / Cup	BW
K30	Inner	759/752	1.875"
	Outer	740/742	1.750"
A45	Inner	787/772	1.875"
	Outer	6580/6535	2.125"
A65	Inner	898/892	2.250"
	Outer	6580/6535	2.125"

 **HENDRICKSON**
The World Rides On Us



K30/A45/A60 SERIES TRAILER AXLE SPECIFICATIONS

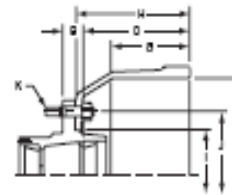
WHEEL-END ARRANGEMENTS

Drawing Reference A

Part Number	Type	Brake Size	B	D	F		G	H	I	J	K
			Cup to MTG. Face	Cup to end of Drum	Brake Size Diameter	Brake Drum Surface Width	Drum Overall Depth	Drum Pilot Depth	Stud Circle	Stud Quantity (DIA.)	
Outboard Drum	K3CHU173 (stud pilot)	10 stud 11.25 B.C.	16.5 x 7	1.88	8.94	16.50	7.62	10.62	8.78	11.25	10 (.750)
	K3CHU170 (hub pilot)	10 stud 11.25 B.C.	16.5 x 7	1.88	8.94	16.50	7.62	10.62	8.78	11.25	10 (22mm)
	K3CHU174 (hub pilot)	10 stud 335mm B.C.	16.5 x 7	1.88	8.91	16.50	7.38	10.59	11.25	335mm	10 (22mm)
Inboard Drum	A4EHU105X	10 stud (HD) 11.25 B.C.	16.5 x 7	2.31	8.69	16.50	7.62	9.50	8.44	11.25	10 (.938)
	A4EHU125X		16.5 x 7	2.31	8.69	16.50	7.38	9.50	11.00	13.19	
	A4EHU107X	10 stud (HD) 13.19 B.C.	18 x 7	2.31	8.94	18.00	7.69	9.75	8.44	13.19	10 (.938)
	A4EHU113X		20 x 8	2.31	11.81	20.00	8.50	12.62	8.44	13.19	
	A8EHU105X	10 stud (HD) 13.19 B.C.	20 x 8	1.00	13.12	20.00	8.50	12.62	11.00	13.19	10 (.938)

NOTES (all dimension in inches):

- B Bearing cup shoulder to hub mounting face (see hub and drum manufacturers' specifications)
- C Bearing cup shoulder to centerline of track (see hub and drum manufacturers' specifications)
- D Bearing cup shoulder to end of brake drum (see hub and drum manufacturers' specifications)
- G Brake drum surface width (see hub and drum manufacturers' specifications)



A
(shows Inboard drum)

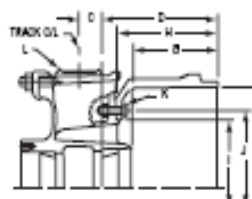
Drawing Reference B

Part Number	Type	Brake Size	C	D	F		G	H	I	J	K	L
			Cup to Center Line of Track	Cup to end of Drum	Brake Size Diameter	Brake Surface	Drum Overall Depth	Drum Pilot Diameter	Drum Bolt Circle (DIA.)	Bolt Quantity (DIA.)	Rim Spacer Width	
K30HU159	20" - 6 spk.	18.5 x 7	2.00	10.25	16.50	7.44	9.00	11.25	12.75	8 (.656)	4.00	
K30HU145	20" - 6 spk.	18.5 x 7	2.00	10.25	16.50	7.56	9.00	11.25	12.75	8 (.656)	4.00	
K30HU163	24" - 6 spk.	18.5 x 7	2.00	10.25	16.50	7.56	9.00	11.25	12.75	8 (.656)	4.00	
K30HU181	24" - 6 spk.	18.5 x 7	2.00	10.25	16.50	7.31	9.00	11.25	12.75	8 (.656)	4.00	
K30HU151	24" - 6 spk.	18 x 7	2.00	10.25	16.50	8.00	9.25	11.25	12.75	8 (.656)	4.00	
A45HU131	24" - 6 spk.	20 x 8	3.03	11.68	20.00	9.00	11.25	9.50	11.25	8 (.781)	5.62	

NOTES (all dimension in inches):

1. Maximum rim size is 8.00 in.
2. Maximum Rim size is 8.50 in.

- B** Bearing cup shoulder to hub mounting face (see hub and drum manufacturers' specifications)
- C** Bearing cup shoulder to centerline of track (see hub and drum manufacturers' specifications)
- D** Bearing cup shoulder to end of brake drum (see hub and drum manufacturers' specifications)
- G** Brake drum surface width (see hub and drum manufacturers' specifications)



B

MOST COMMONLY USED WHEEL-END ARRANGEMENTS

Other options are available. (Contact Hendrickson Application Engineering for additional options and dimensions.)

SPECIAL APPLICATIONS

Approval for special Trailer Axle applications must be obtained from Hendrickson. Axle and brake capacity ratings will vary with specific applications and category of service.

THE FOLLOWING OPTIONS ARE AVAILABLE ON ALL K30 / A45 / A65 MODELS:

Air chambers, automatic or manual slack adjusters*, variable cam lengths and track widths, grease or oil seals, cast spoke wheels, ductile iron hubs, standard or centrifuge drums, and extended service brake linings.

*As of October 20, 1994, all on-highway trailers are required by federal law to have automatic slack adjusters.

Five-year warranty: When installed on original equipment trailer applications, Hendrickson Trailer Axles are guaranteed against any defects in material or workmanship for a period of time of five (5) years from date of delivery.

www.hendrickson-intl.com

H HENDRICKSON

Trailer Suspension Systems
250 Chrysler Drive, Unit #3
Brampton, ON Canada L6S 8S5
905.769.1030
Fax 905.769.1033

Trailer Suspension Systems 888.800.6649 (743.3347)
2070 Industrial Plaza SE 330.499.0045
Canton, OH 44707-2641 USA Fax 800.695.4416

Trailer Suspension Systems
Av. Industria Automotriz #200
Parque Industrial Givè Aeropuerto
Apodaca, N.L., México C.P. 66600
+52 81 8289 1300
Fax +52 81 8289 1301

L1112-1208

Illustration contains information that is the property of Hendrickson. Model design may vary from most current equipment without notice.
© 2008 Hendrickson Inc., U.S.A. (U.S. rights reserved). Hendrickson International Corporation (rights reserved U.S.) U.S. rights reserved.

rights reserved

ANEXO L: COTIZACIONES DE MATERIALES

VEN FOR 01 VER 10 06 09

Guayaquil, 4 de Julio del 2013



Señores
IMETECO
Ciudad
Referencia: 20130704-003

De mis consideraciones

Por medio de la presente envío la siguiente cotización:

Item	Descripción	Cant.	Peso Unit.	Peso Total	Precio Unit.	Precio Total	Entrega	usd/kg.
1	UPN 200x12000	4	303.60	1,214.40	379.50	1,518.00	inmed.	1.25
2	Pl. 2440x12000x16mm A-516 Gr.70	2	3,677.57	7,355.14	4,596.96	9,193.93	inmed.	1.25
3	Pl. 2440x12000x12,7mm A-516 Gr.70	2	2,919.07	5,838.14	3,648.84	7,297.68	inmed.	1.25
4	U 300x100x12mmx6000	7	268.68	1,880.76	276.74	1,937.18	8 días	1.03
5	Pl. 1220x2440x12mm	1	280.41	280.41	280.41	280.41	inmed.	1.00
6	Ang. Dod. 50x50x4,0mm	5	17.60	88.00	16.19	80.96	inmed.	0.92
Total Kg.				16,656.85	Sub-Total	20,308.15		
					12% Iva	2,436.98		
					Total USD	22,745.13		

Forma de Pago: Credito con cheque a fecha
Forma de Entrega: Como se indica
Validez de la Oferta: Inmediata
Calidad del material : A-36

De: Guillermo Casavilca [mailto:gcasavilca@usitemsa.com]

Enviado el: Miércoles, 03 de Julio de 2013 12:20

Para: produccion4@imeteco.com

Asunto: RV: COTIZACION

Buenos días Ing. Gonzalo Sotomayor.

Respondiendo a lo que solicita se adjunta cuadro de costos de los solicitado en las medidas que se cuenta.

Calidad	Cantidad.	Espesor	Anch./PP.	Larg/ PP.	Anch/Mts.	Lar/Mts.	Precio Uni. US \$
ASTM 514/HITEM 780LE	6	1/2	60	240	1.52	6.10	1,838.00
ASTM 514/HITEM 780LE	6	1/2	96	240	2.44	6.10	2,941.00
ASTM 514/HITEM 780LE	8	1/2	48	240	1.22	6.10	1,471.00
ASTM 514/HITEM 780LE	1	5/8	96	144	2.44	3.66	2,206.00
ASTM 514/HITEM 780LE	2	5/8	48	144	1.22	3.66	1,103.00

Se entregan certificado de origen

de JFE –JAPON

A esto agregar Impuestos de ley 18% de IGV y 2% de percepción

Entrega en almacenes Lima .

Condición . Contado contra entrega /dep. a Banco

Atentamente

Guillermo A. Casavilca Paz

Div. Metales.

*Cel.: 99-812-0313 / Nextel: 812*0313*

Ofic. (51)-1-336 7885 Anexo 19

Fax: (51)-1-336 8423

e-mail: gcasavilca@usitemsa.com

Con Copia a: sec_gerencia@usitemsa.com