



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UNA PLATAFORMA AUTO-CARGABLE
HASTA 8.5 TONELADAS ACOPLADA A UN CHASIS
CAMIÓN HINO GD8JLSA”**

RAMOS FLORES DARWIN LEONEL

TESIS DE GRADO

**PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO**

RIOBAMBA – ECUADOR

2015

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-04-16

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

RAMOS FLORES DARWIN LEONEL

Titulada:

**“DISEÑO DE UNA PLATAFORMA AUTO-CARGABLE HASTA 8.5
TONELADAS ACOPLADA A UN CHASIS CAMIÓN HINO GD8JLSA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo A.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Elvis Arguello.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DARWIN LEONEL RAMOS FLORES

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO DE UNA PLATAFORMA AUTO-CARGABLE HASTA 8.5 TONELADAS ACOPLADA A UN CHASIS CAMIÓN HINO GD8JLSA”

Fecha de Examinación: 2015-08-05

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. PRESIDENTE. TRIB. DEFENSA			
Ing. Geovanny Novillo A. DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Elvis Arguello ASESOR			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Marco Santillán G.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Darwin Leonel Ramos Flores

DEDICATORIA

La recompensa de cualquier sacrificio, de llegar a una meta, es la satisfacción de dedicarles a mis padres María del Carmen y José, a mis hermanos Verito, Erika, Michel, Lenin, Nicol, a mi querida abuelita Hilda, a mi familia, a todas esas personas que siempre a pesar de mis errores me han acompañado hasta el final, todo lo fue posible con la bendición de ti Jehová.

Darwin Leonel Ramos Flores

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser persona útil a la sociedad.

A mis queridos docentes que hicieron que la Facultad de Mecánica sea un segundo hogar, como no agradecer al Ing. Geovanny Novillo Vicerrector Académico de la ESPOCH director de la tesis, de la misma manera al Ing. Elvis Arguello en calidad de asesor de la Tesis, que guiaron el desarrollo del proyecto para la compañía TRANSCUMANDA.

Agradezco a mis amigos que me apoyaron en el transcurso de la carrera y al finalizar la misma, a la vida que me ha enseñado que el camino del éxito viene por medio de la gracia de ti Jehová.

Darwin Leonel Ramos Flores

CONTENIDO

	Pág.	
1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Generalidades	1
1.2	Planteamiento del problema	1
1.3	Antecedentes.....	2
1.4	Justificación	2
1.5	Objetivos.....	3
1.5.1	<i>Objetivo general.</i>	3
1.5.2	<i>Objetivos específicos.</i>	3
2	MARCO TEÓRICO	4
2.1	El transporte.....	4
2.1.1	<i>Plataforma autocargable.</i>	4
2.1.2	<i>Plataforma de rampas desmontables.</i>	5
2.1.3	<i>Plataforma fija deslizante.</i>	6
2.2	Elementos de la plataforma autocargable	7
2.2.1	<i>Estructura de la plataforma autocargable.</i>	8
2.2.1.1	<i>Tipos de cargas.</i>	8
2.2.1.2	<i>Combinaciones de carga para el método LRFD.</i>	8
2.2.1.3	<i>Plataforma.</i>	9
2.2.1.4	<i>Bastidor</i>	10
2.2.1.5	<i>Estabilizador.</i>	10
2.2.1.6	<i>Sistema eléctrico.</i>	11
2.2.2	<i>Sistema oleohidráulico.</i>	11
2.2.2.1	<i>Toma de fuerza.</i>	12
2.2.2.2	<i>Bomba hidráulica.</i>	13
2.2.2.3	<i>Cilindros hidráulicos.</i>	17
2.2.2.4	<i>Válvulas.</i>	18
2.2.2.5	<i>Malacate.</i>	21
3.	PROYECCIÓN Y DISEÑO	22
3.1	Determinación de los parámetros funcionales del diseño	22
3.1.1	<i>Capacidad de carga.</i>	24

3.1.2	<i>Dimensiones.....</i>	24
3.1.3	<i>Confiabilidad y seguridad.. ..</i>	26
3.1.4	<i>Ambiente de trabajo.....</i>	26
3.1.5	<i>Vida útil.</i>	26
3.1.6	<i>Materiales y construcción.. ..</i>	26
3.1.7	<i>Mantenimiento y montaje.. ..</i>	27
3.2	<i>Análisis de alternativas</i>	27
3.2.1	<i>Selección de las alternativas.. ..</i>	27
3.2.2	<i>Selección de la alternativa por el método del valor técnico ponderado..</i>	27
3.2.3	<i>Análisis y resultado de la alternativa.....</i>	28
3.3	<i>Diseño estructural de la plataforma autocargable.....</i>	29
3.3.1	<i>Etapas del diseño</i>	29
3.3.2	<i>Estudio de campo.....</i>	29
3.3.3	<i>Diseño conceptual de la plataforma.....</i>	30
3.3.4	<i>Desplazamiento y giro de los elementos de la plataforma.....</i>	31
3.3.5	<i>Tipos de cargas aplicadas a la plataforma autocargable.....</i>	32
3.3.5.1	<i>Determinación de la carga viva para el montacargas bobcat A770.....</i>	32
3.3.5.2	<i>Determinación de la carga viva tractor Massey Ferguson MF 6400.</i>	33
3.3.5.3	<i>Determinación de la carga muerta.....</i>	34
3.3.6	<i>Diseño de los elementos estructurales.....</i>	35
3.3.6.1	<i>Procedimiento de resolución SAP2000.</i>	35
3.3.6.2	<i>Análisis estructural de la plataforma y el bastidor sometido a la carga de los montacargas.....</i>	43
3.3.6.3	<i>Análisis estructural de la plataforma y el bastidor sometido a la carga del tractor.</i>	45
3.3.6.4	<i>Caracterización del elemento que está sometido a mayor demanda.</i>	48
3.3.6.5	<i>Selección de las planchas antideslizante.....</i>	56
3.3.6.7	<i>Diseño del soporte de giro de la plataforma autocargable.....</i>	57
3.3.6.8	<i>Diseño de los soportes y ejes para los cilindros de elevación de la plataforma.</i>	60
3.3.6.9	<i>Diseño de los ejes y los soportes del cilindro de elevación de la plataforma.. ..</i>	61
3.3.6.10	<i>Diseño de los ejes y de los soportes para el cilindro de deslizamiento.....</i>	63

3.3.6.11	<i>Diseño del sistema estabilizador.</i>	67
3.4	<i>Diseño del sistema eléctrico</i>	71
3.5	<i>Selección del sistema oleohidráulico</i>	73
3.5.1	<i>Selección de los cilindros de elevación.</i>	76
3.5.2	<i>Selección de los cilindro de deslizamiento.</i>	79
3.5.3	<i>Selección de los cilindros estabilizadores.</i>	81
3.5.4	<i>Selección del malacate.</i>	83
3.5.5	<i>Cálculo del caudal requerido para los cilindros.</i>	85
3.5.6	<i>Selección de la bomba.</i>	86
3.5.7	<i>Selección toma de fuerza.</i>	87
3.5.8	<i>Selección del depósito y del fluido.</i>	89
3.5.9	<i>Selección de las válvulas de distribución y control.</i>	90
3.5.10	<i>Selección de tuberías y conexiones.</i>	90
4.	PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA AUTOCARGABLE.	93
4.1	Proceso de construcción	93
4.2	Montaje de la plataforma autocargable.	95
5.	MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN	96
5.1	Manual de mantenimiento	96
5.2	Procedimiento de operación.	99
6.	PLAN DE SEGURIDAD	104
6.1	Equipos de protección personal	104
6.2	Equipos de seguridad industrial para la plataforma autocargable.	105
6.3	Accesorios para fijar los montacargas.	106
7.	COSTOS	107
7.1	Costos directos de la plataforma autocargable	107
7.1.1	<i>Materiales y accesorios estructurales</i>	107
7.1.2	<i>Materiales eléctricos.</i>	108
7.1.3	<i>Elementos oleohidráulicos</i>	109
7.1.4	<i>Costos de equipos y herramientas.</i>	110
7.1.5	<i>Costos de mano de obra.</i>	110

7.1.6	<i>Costos por transporte</i>	111
7.2	Costos indirectos plataforma autocargable.....	112
7.3	Costos totales	112
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	113
8.1	Conclusiones.....	113
8.2	Recomendaciones	114

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Luces de la plataforma..... 11
2	Especificaciones de los automotores a transportarse..... 22
3	Especificaciones técnicas de la maquinaria a transportar..... 23
4	Ley de caminos..... 24
5	Dimensiones de la plataforma 25
6	Ambiente de trabajo..... 26
7	Puntuación de los atributos y valores de evaluación 28
8	Distribución del peso en los ejes del tractor 33
9	Cargas vivas del tractor y de los montacargas..... 34
10	Razones ancho-espesor 49
11	Coefficiente estático y cinético 64
12	Componentes del sistema eléctrico..... 73
13	Operaciones del sistema oleohidráulico 74
14	Componentes hidráulicos de la plataforma autocargable 75
15	Presiones usuales de servicios para equipos hidráulicos 76
16	Características del cilindro de elevación 78
17	Características del cilindro de deslizamiento 80
18	Características de los cilindros estabilizadores..... 82
19	Malacate hidráulico OMF B EPH 450 84
21	Caudal requerido para el sistema oleohidráulico..... 86
22	Característica de la bomba seleccionada 87
23	Propiedades del aceite ISO 68 89
24	Diámetros de las mangueras 91
25	Máquinas y herramientas para la construcción..... 93
26	Operaciones para la construcción 94
27	Equipos de protección personal 104
28	Equipos de seguridad industrial en la carretera 105
29	Materiales y accesorios estructurales 107
30	Materiales eléctricos. 108
31	Elementos oleohidráulicos..... 109

32	Costos de equipos y herramientas.	110
33	Costos mano de obra.....	110
34	Costos por transporte	111
35	Valor total costos directos	111
36	Costos indirectos plataforma autocargable	112
37	Costos totales.....	112

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Plataforma autocargable	4
2	Plataforma autocargable de rampa desmontable	5
3	Plataforma con caída deslizante	6
4	Sistemas de la plataforma autocargable.....	7
5	Modelado de la plataforma en solidworks.....	9
6	Bastidor.....	10
7	Camión HINO GD8JLSA.....	10
8	Estabilizador	11
9	Representación gráfica del sistema oleohidráulico	12
10	Toma de fuerzas.....	13
11	Bomba hidráulica.....	13
12	Funcionamiento bomba de engranajes externo	15
13	Partes de la bomba de engranajes	16
14	Funcionamiento bomba de pistones axiales.	16
15	Cilindro hidráulico.....	17
16	Cilindro doble efecto	17
17	Cilindro telescópico.....	18
18	Válvulas	18
19	Válvula limitadora de presión.....	19
20	Válvula antiretorno	19
21	Válvula reguladora de caudal	20
22	Tipos de válvulas de distribución 4x3	20
23	Malacate.....	21
24	Dimensiones para el transporte lo los montacargas BOBCAT A770	25
25	Dimensiones para el transporte del tractor Massey Ferguson MF 6400	25
26	Plataforma autocargable ángulo de entrada.....	30
27	Plataforma autocargable ángulo de salida	30
28	Plataforma autocargable en la posición de transporte de los montacargas a 0°	30
29	Plataforma autocargable en la posición de carga de los montacargas a 14°..	31

30	Distancia de los actuadores para la elevación y el deslizamiento.	31
31	Distribución del peso en los ejes del tractor	33
32	Carga muerta de la plataforma autocargable	34
33	Importación geometría Auto CAD – SAP 2000.....	36
34	Asignación de materiales en el SAP2000.....	37
35	Procedimiento para la asignación de las propiedades de las secciones.....	38
36	Definición de estados de carga y combinaciones	39
37	Asignación de las restricciones de movimiento	40
38	Definición del código de diseño y del método	41
39	Selección de las combinaciones de carga	41
40	Análisis y verificación de la razón demanda/capacidad.....	42
41	Visualización del estado de carga, en la plataforma autocargable en la posición 0° trasportando los montacargas	43
42	Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable, en la posición 0° trasportando los montacargas.....	43
43	Visualización del estado de carga, de la plataforma autocargable en la posición 15° trasportando los montacargas	44
44	Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma auto cargable, en la posición 14° trasportando los montacargas.....	44
45	Visualización del estado de carga, de la plataforma auto cargable en la posición 0° trasportando el tractor.....	45
46	Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma auto cargable en la posición 0° aplicando las cargas del tractor	45
47	Visualización del estado de carga, en la plataforma autocargable en la posición 0° trasportando el tractor.....	46
48	Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable en la posición a 14° aplicando las cargas del tractor	46
49	Elemento sometido a mayor demanda.....	47
50	Simbología del perfil IPE 80	48
51	Resultados de la deformación del perfil IPE 80	55
52	Deformación de las planchas de la plataforma autocargables sometidos a la cargas de los montacargas y tractor	56
53	Reacciones en los ejes de giro	57

54	Modelación del conjunto de giro de la plataforma	59
55	Asignación de cargas y restricciones del conjunto de giro de la plataforma	59
56	Resultados del análisis del conjunto de giro (Factor de seguridad)	59
57	Fuerza de elevación	60
58	Modelación de los soportes para el cilindro de elevación	62
59	Asignación de fuerzas para el soporte para el cilindro de elevación.....	62
60	Resultado del análisis del soporte para el cilindro de elevación (Factor de seguridad)	62
61	Diagrama fuerzas guía corredera.....	63
62	Modelación de los soportes para el cilindro de elevación	66
63	Asignación de fuerzas en los soportes para el cilindro de elevación.....	66
64	Modelación y análisis de los soportes para el cilindro de elevación	66
65	Determinación del centro le gravedad camión HINO GD8JLSA	67
66	Ubicación de las cargas para la estabilidad de la plataforma	68
67	Fuerzas aplicadas en la simulación del SAP 2000 para verificar la estabilidad de la plataforma autocargable	68
68	Reacciones en el eje delantero del camión.	68
69	Solución de la estabilidad del sistema autocargable.....	69
70	Modelación del porta cilindro para la estabilidad sistema autocargable	69
71	Asignación de cargas en el porta cilindro para la estabilidad del sistema autocargable.....	70
72	Resultado del análisis del porta cilindro para la estabilidad del sistema autocargable (Factor de seguridad).....	70
73	Funcionamiento del sistema eléctrico durante el día.....	72
74	Funcionamiento del sistema eléctrico durante la noche.	72
75	Operaciones del sistema oleohidráulico	74
76	Fuerza de empuje de la plataforma autocargable	76
77	Fuerza para el arrastre del tractor.	83
78	Malacate hidráulico OMF B EPH 4500	84
82	Curva de trabajo.....	88
83	Válvulas de distribución y control.....	90
84	Selección de tuberías	91
85	Mangueras metálicas flexibles.....	92

86	Montaje de la plataforma	95
87	Ratchet	106

LISTA DE ABREVIATURAS

AISC	American Institute of Steel Construction
LRFD	Load and Resistance Factor Desing
ASD	Allowable Strength Desing
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
AISC	American Institute of Steel Construction
AWS	American Welding Society
SMAW	Shielded Metal Arc Welding
ISO	International Organization for Standardization
AASHTO	American Association of State Highway and Transportation Officials

LISTA DE ANEXOS

- A** PRONACA Bucay
- B** Plataforma de la compañía TRANSCUMANDA
- C** Especificaciones de los automotores a transportarse
- D** Especificaciones técnicas de la maquinaria a transportar
- E** Normativa del Ministerio de Transporte y Obras Públicas
- F** Constructoras de plataformas autocargables
- G** Cilindros de doble efecto para la elevación de la plataforma autocargable
- H** Cilindros de doble efecto para el deslizamiento de la plataforma autocargable
- I** Bomba de engranajes
- J** Toma de fuerzas
- K** Depósito de fluido

RESUMEN

El propósito del proyecto es el diseño de la plataforma autocargable, acoplada al chasis camión HINO GD8JLSA, para el transporte de montacargas y tractores agrícolas, con un peso máximo de 8.5 toneladas para la compañía TRANSCUMANDA S.A.

Inicialmente se determinó las necesidades para el transporte y los parámetros funcionales de la Agencia Nacional de Tránsito, procediendo a la selección de la mejor alternativa de las planteadas.

La plataforma autocargable, está formada por el sistema estructural y la selección del sistema oleohidráulico, que permite transformar la energía de los fluidos para generar potencia hidráulica.

Para el diseño del sistema estructural, se inició con el diseño conceptual, se determinó las cargas aplicadas al sistema, se analizó los esfuerzos con la ayuda del programa SAP2000 y el programa de elementos finitos SOLIDWORKS; sus elementos estructurales están construidos por perfiles de acero, material que es fácilmente soldable y mecanizable, finalmente se procedió a la selección del sistema oleohidráulico y los accesorios de acoplamiento.

El proyecto detalla un manual de mantenimiento y operación, que se recomienda para el uso del sistema, así como el plan de seguridad, que debe ser tomado en cuenta estrictamente para su operación.

Además en el presente trabajo se realizó el análisis de costos para la construcción, se anexa los planos para la construcción y el ensamble de los sistemas.

ABSTRACT

The purpose of this project is the design of the self-loadable platform, adjusted to GD8JLSA HINO truck chassis to the transportation of forklifts and tractors with a maximum weight of 8.5 tons for the company TRANSCUMANDA S.A.

The first stage in the project was to find out the necessities for the transport as well as the functional parameters of the National Traffic Agency proceeding to the selection of the best alternative from the ones posed.

The self-loadable platform comprises the structural system and the selection of the oleo-hydraulic system that turns the energy fluids to generate hydraulic power.

In order to develop the structural system; the conceptual design was the initial stage, then, the loads applied to the system were determined, later on, efforts were analyzed by using both, SAP2000 program and SOLIDWORKS, the finite element program whose structural elements are made of steel profiles, which is weldable as machinable, finally, the section of the oil-hydraulic system and coupling accessories was carried out.

The project details an operation and maintenance manual recommended to the use of the system as well as the security plan that must be taken into account strictly for its operation.

In addition to the mentioned above, in this study, a cost analysis for the construction was carried out, as the plans for the construction and assembly of the systems are attached.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

La industria automotriz es una de las más importantes a nivel mundial, generadora de una gran demanda para los sectores productivos, creadora de plazas de empleo directas e indirectas.

En el Ecuador, el parque automotriz se ha incrementado en los últimos años, por ser una herramienta indispensable para el comercio y el transporte, los mismos que están sujetos a fallas y a movilizaciones, la compañía TRASCUMANDA que se dedica a la logística de automotores, planteó la necesidad del diseño de una plataforma autocargable que fue acogida en el presente trabajo.

Los principales inconvenientes en el país en la fabricación de plataformas autocargables, para el transporte de automotores, es la construcción empírica por parte de las metalmecánicas, la cual genera dudas acerca de las garantías de diseño y seguridad.

1.2 Planteamiento del problema

En la actualidad el uso del transporte es indispensable en las empresas, para la movilización de sus equipos y vehículos averiados tanto de carga pesada como liviana.

La operadora logística TRASCUMANDA S.A que está localizada, en la provincia de Chimborazo, cantón Cumandá, prestadora de servicios de transporte a diferentes empresas del país, entre ellas Procesadora Nacional de Alimentos PRONACA-Bucay (ANEXO A1), ve la necesidad de garantizar y expandir sus servicios en el transporte de equipos que actualmente lo realiza, como también contar con un vehículo que supla el

transporte de su parque automotor en caso de posibles averías imprevistas de las unidades.

La compañía de transporte TRASCUMANDA S.A actualmente cuenta con plataformas autocargables (ANEXO A2), plataforma de rampa abatible y autocargable construida empíricamente, que constantemente está sujeta a mantenimientos correctivos a causa de su diseño.

1.3 Antecedentes

La historia de las grúas y plataformas autocargables, se considera que nace con el francés Emile Levassor en el año 1891, fue quien lo colocó en uso por primera vez, producto de la modificación de un camión para el transporte de automotores. (SOPEÑA, 1986)

Gracias al desarrollo de la tecnología, el ingeniero mecánico con el objetivo de realizar diseños de mayor envergadura, encuentra en las máquinas y aparatos de elevación un campo interesante y variado en la combinación de la mecánica, el cálculo, resistencia de materiales y la oleohidráulica.

1.4 Justificación

Existen una diversidad de industrias y talleres artesanales que fabrican este tipo de sistemas empíricamente, con lo que no ofrecen confiabilidad y en muchos casos son sobredimensionados.

El diseño del equipo autocargable facilitará la construcción al sector metalmecánico, y en especial para la operadora logística TRASCUMANDA S.A, permitiendo la vinculación y el aporte de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo hacia la sociedad.

1.5 Objetivos

1.5.1 *Objetivo general.* Diseñar una plataforma auto-cargable de 8.5 toneladas acopladas a un chasis camión HINO GD8JLSA.

1.5.2 *Objetivos específicos:*

Determinar los parámetros para el diseño.

Seleccionar la alternativa más idónea para el diseño y el transporte de los automotores.

Diseñar los elementos estructurales y seleccionar los sistemas oleohidráulicos de la una plataforma autocargable que cumpla los requerimientos de carga y volumen.

Mejorar el servicio, optimizar el transporte y disminuir el tiempo para la carga y descarga de los automotores.

Contribuir con el sector transportista del país y el sector metalmecánico que se dedica al ensamble de plataformas autocargables.

Proporcionar la documentación necesaria, que faciliten la construcción de los diferentes elementos del cual se construye la plataforma autocargable.

Elaborar el manual de operación y mantenimiento de la plataforma autocargable.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 El transporte

Está definido como una actividad encaminada a trasladar los productos de un punto de origen hasta un lugar de destino, dependiendo de su logística establecida.(TEJERO, 2009)

Existe una diversidad de plataformas utilizadas para el transporte, que están diseñadas y construidas dependiendo de su necesidad entre estas tenemos:

2.1.1 *Plataforma autocargable.* Es utilizada para el transporte de automotores, maquinaria o equipos de un lugar de origen a su destino, sin que este tenga contacto alguno con la carretera, su construcción depende del diseño y de su necesidad de carga, todas ellas ligadas a un equipo móvil como son los camiones, utiliza el principio de plano inclinado, rampa o pendiente para levantar una carga.

Figura 1 Plataforma autocargable



Fuente: DUMAQ, 2014

Ventajas

- Ideales para vehículos pequeños.
- Mayor seguridad de transporte.
- Mayor área de carga.

Desventajas

- Por su complejidad su costo es elevado.
- Su fabricación requiere de personal capacitado.
- El peso del sistema es mayor.

2.1.2 *Plataforma de rampas desmontables.* Cumplen el mismo propósito de elevación de carga, la diferencia es que cuentan con un sistema de rampas, pueden ser desmontables, abatibles manualmente o abatibles con un sistema hidráulico, siendo inseguro por su desequilibrio estático.

Figura 2 Plataforma autocargable de rampa desmontable



Fuente: INTEREMPRESAS, 2015

Ventajas

- Su mantenimiento es sencillo.
- Son más económicas.
- No requiere personal calificado para su construcción.

Desventajas

- El transporte vehículos pequeños es dificultoso.
- Su tiempo de carga y descarga es prolongado.
- Insegura al subir los automotores.

2.1.3 *Plataforma fija deslizante.* Este tipo de plataforma fija utilizan rampas que se deslizan hasta la superficie por medio de un sistema hidráulico, su capacidad de carga está en función de la capacidad del automotor acoplado y a su diseño.

Figura 3 Plataforma con caída deslizante



Fuente: TECNOTRAILER, 2015

Ventajas

- Fácil de operar.
- El tiempo de operación de carga y descarga son cortos.
- Brinda buena estabilidad al subir los automotores.

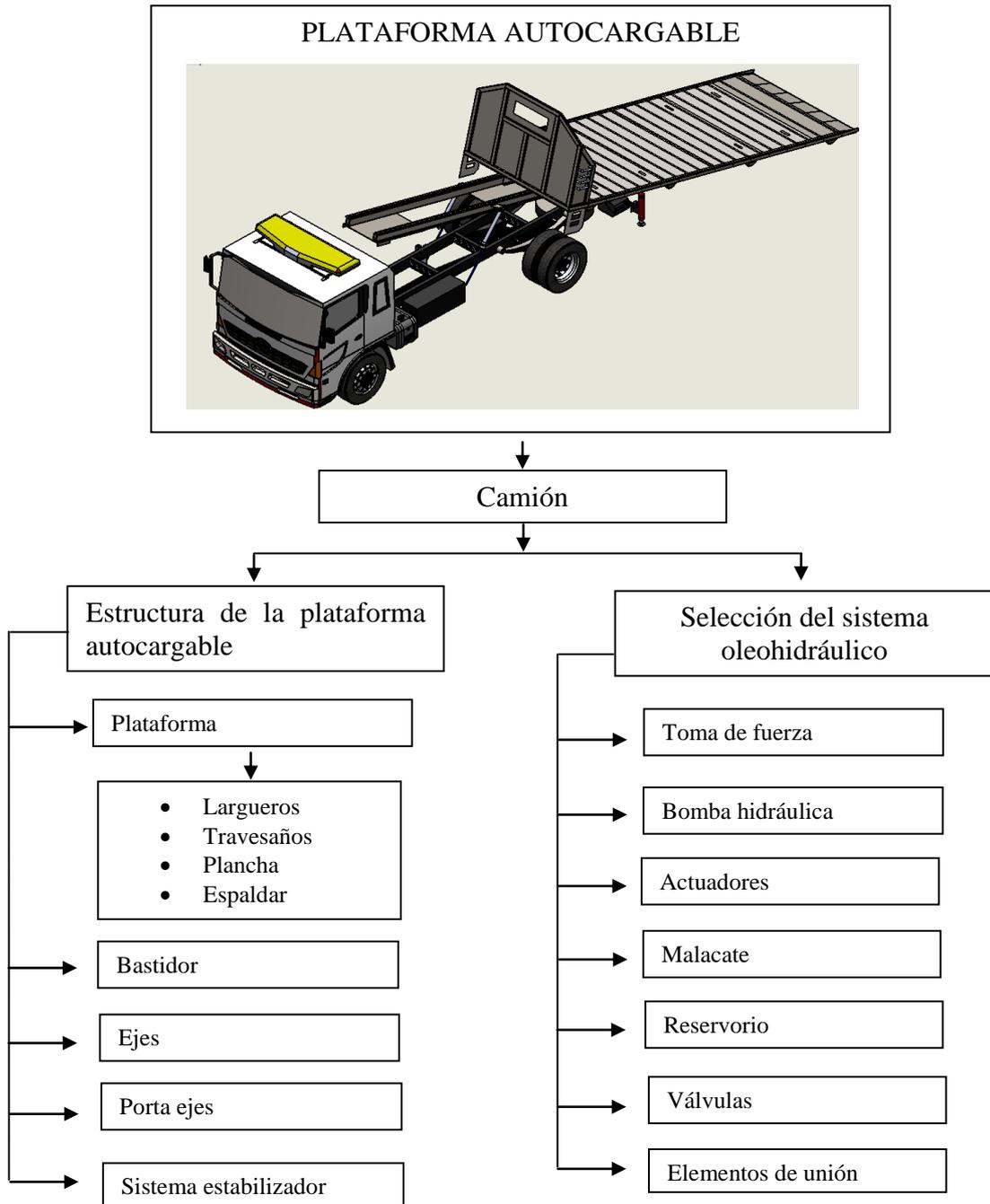
Desventajas

- Mayor dimensionamiento estructural.
- Requiere personal calificado para su construcción.
- Su capacidad de carga es limitada.

2.2 Elementos de la plataforma autocargable

La plataforma autocargable consta; del sistema estructural y la selección del sistema oleohidráulico, conforme se puede especificar en la siguiente figura se presenta un desglose de los componentes de cada sistema.

Figura 4 Sistemas de la plataforma autocargable



2.2.1 Estructura de la plataforma autocargable. Al no existir normas que establezcan las disposiciones generales para el diseño de las plataformas autocargables, se hace uso de las normas utilizadas para construcciones de acero.

La norma AISC 360-05 posee dos métodos, basado a factores de carga y resistencia LRFD (Load and Resistance Factor Design) y en base a resistencias admisibles ASD (Allowable Strength Design).

Para el diseño estructural se utilizó la norma AISC 360-05 por el método LRFD.(AISC, 2005).

2.2.1.1 Tipos de cargas. La tarea más importante y difícil en el diseño de una estructura, es la determinación de las cargas que afectarán durante la vida útil.

Las cargas muertas. Son de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar, básicamente constituyen los pesos de la estructura.

Cargas vivas. Para este caso la carga viva constituye la carga móvil que corresponde al automotor o equipo que va a ser transportado.

2.2.1.2 Combinaciones de carga para el método LRFD. La norma establece de manera general las combinaciones de carga (NEC-11, 2011):

$$1.4D \tag{1}$$

$$1,2D + 1.6L + 0.5 (Lr \text{ o } S \text{ o } R) \tag{2}$$

$$1,2D + 1.6 (Lr \text{ o } S \text{ o } R) + 0.5 (L \text{ o } 0,5W) \tag{3}$$

$$1,2D + 1.0W + L + 0.5 (Lr \text{ o } S \text{ o } R) \tag{4}$$

$$1,2D + 1.0 E + L + 0.2S \tag{5}$$

$$0,9D + 1.0W \tag{6}$$

$$0,9D + 1.0 E \tag{7}$$

Dónde:

D = carga muerta

L = carga viva

W =carga de viento

S =carga de nieve o granizo

R = carga de lluvia

E =carga de sismo

Lr = carga viva sobre techo

Para nuestro caso las combinaciones son:

$$1.4D$$

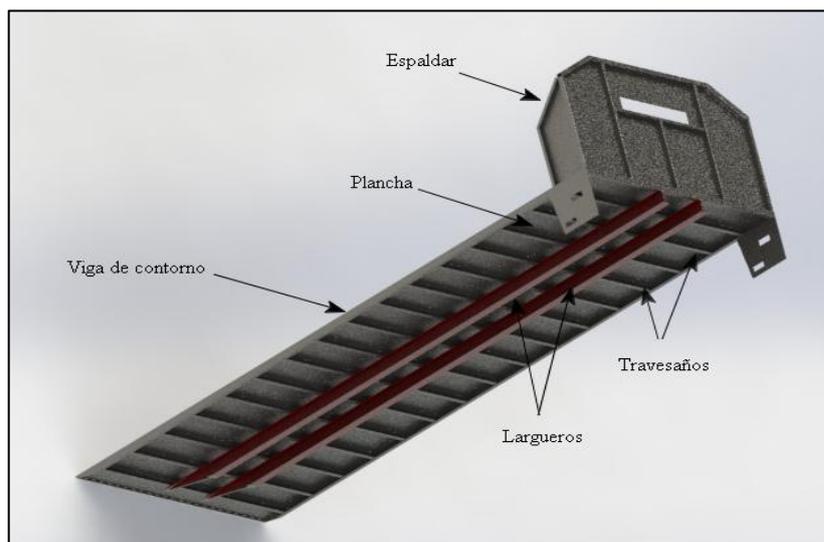
$$1,2D + 1.6L$$

Estas combinaciones de carga serán definidas e ingresadas en su momento, en el programa SAP2000.

La estructura será diseñada de manera que su resistencia de diseño nominal sea igual o supere los efectos de las cargas factorizadas.

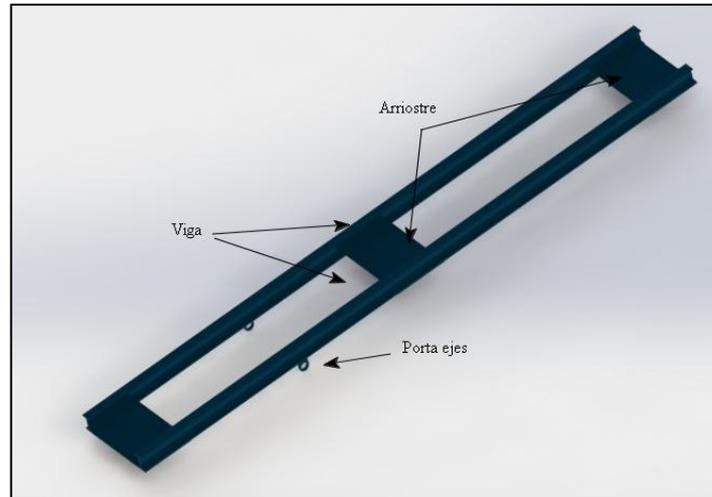
2.2.1.3 Plataforma. Es un conjunto de elementos que conforman una estructura metálica de tal manera que sus elemento soportan fuerzas y deformaciones, las partes principales que conforman se muestra en la figura.

Figura 5 Modelado de la plataforma en solidworks



2.2.1.4 Bastidor. Es la estructura que soporta las cargas suspendidas y los efectos sobre la plataforma, es la guía para que la plataforma se desplace en sus carriles, permitiendo que pase de su posición horizontal a un plano inclinado.

Figura 6. Bastidor



El bastidor se ensambla en el chasis propuesto para el diseño CAMIÓN HINO GD8JLSA que como principal característica su capacidad de carga de 11500 kg.

Figura 7. Camión HINO GD8JLSA



2.2.1.5 Estabilizador. El mecanismo consiste en determinar el equilibrio estático para que no produzca elevaciones del eje delantero del camión, de modo que el sistema permanezca lo suficientemente estable, en el momento de realizar sus operaciones de carga y descarga.

Figura 8. Estabilizador



Fuente: CYTECMA, 2015

2.2.1.6 Sistema eléctrico. El sistema de luces está implantado con el objetivo de señalar la carga a ser transportada, el sistema eléctrico consta de dos circuitos, el circuito de luces de ruta y el circuito de la baliza.

Tabla 1. Luces de la plataforma

Descripción	Plataforma	
	Color	Ubicación
Luz de ruta	Amarillo	Lateral
Baliza	Amarillo	Superior cabina

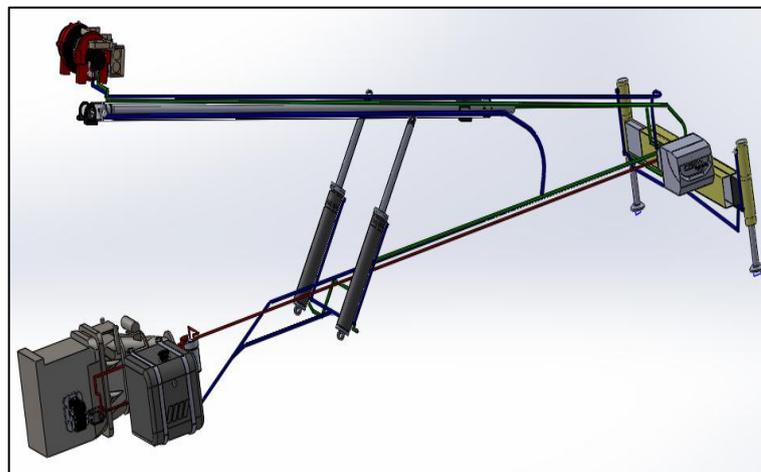
2.2.2 Sistema oleohidráulico. La implantación de un sistema oleohidráulico, está proyectado para transmitir una fuerza o un torque mediante un fluido a presión, desde un depósito el fluido es aspirado y enviado hasta los puntos de transmisión por la acción de una bomba, a los elementos de regulación y control, hasta llegar a los elementos actuadores.

Los elementos constituyentes de una implementación hidráulica se describen en tres grupos.

1. Grupo de transformación de la energía motriz en hidráulica: reservorio accesorios, toma fuerzas, bomba.
2. Grupo de regulación y control de la energía hidráulica, reguladores de caudal, de presión, distribuidores.
3. Grupo de conversión de energía hidráulica en mecánica, órganos de ejecución o actuadores.

Además se requiere un sistema de distribución o tubería, vale la pena señalar que el fluido y su integridad puede considerarse un grupo importante en la implantación, las características del aceite son determinantes para el funcionamiento para regular la duración de los elementos del sistema.(MORÁN, 2007)

Figura 9 Representación gráfica del sistema oleohidráulico



2.2.2.1 Toma de fuerza. Es accionado por un comando pilotado, toma el movimiento del eje intermediario de la caja de cambios, para transmitir la energía motriz a la bomba hidráulica, las revoluciones y el par dependerá de las revoluciones del motor y la relación de caja de cambios.

Figura 10 Toma de fuerzas



2.2.2.2 Bomba hidráulica. Es un generador hidráulico, convierte la energía mecánica en energía hidráulica. Entre las características funcionales de cualquier bomba volumétrica está la cilindrada, caudal, potencia, presión, velocidad de rotación, rendimientos, duración, las más utilizadas para este tipo de aplicación son las bombas engranajes y pistones.(MORÁN, 2007)

Figura 11. Bomba hidráulica



Caudal. (SOHIPREN, 2005) El caudal teórico erogado por una bomba es igual al producto de la cilindrada y la velocidad de rotación del eje.

$$Q_t = C \times rpm \quad (8)$$

Dónde:

Qt = Caudal teórico

C = Cilindrada

Generalmente el rendimiento volumétrico varía entre las 0,8 y 0,9 por lo general este rendimiento provee los constructores de las bombas, depende también de las condiciones de trabajo.

Se debe considerar el rendimiento mecánico producto del rozamiento de sus partes mecánicas η_m , el producto del rendimiento mecánico y volumétrico definen el rendimiento total o global de una bomba volumétrica.

$$\eta_t = \eta_v \eta_m$$

El rendimiento total se puede considerar entre 0,8 y 0,9.

Potencia. En las implantaciones hidrostáticas industriales, la potencia del fluido corresponde prácticamente a su potencia hidrostática, producto del caudal real por la presión que presenta el sistema.

$$Ph = Q \times P \quad (9)$$

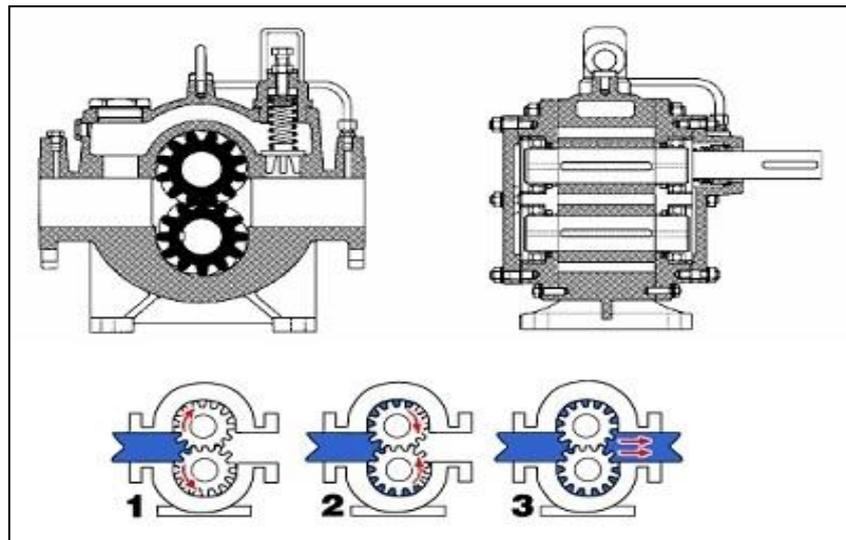
Dónde:

Ph = Potencia hidráulica

Q = Caudal

P = Presión

Figura 12. Funcionamiento bomba de engranajes externo



Fuente: RODRIGUÉZ, 2015

Bombas de engranajes externos. Es una unidad de desplazamiento constante, desarrolla presiones nominales de 63 a 168 bares, con un volumen de expulsión de 1.2 a 250 cm³ por revolución, con márgenes de revolución de 500 a 3500 revoluciones por minuto, su eficiencia total es de 0,80 a 0,95.(VARGAS, 1998) (Ver figura 12)

La aspiración se produce en el desengrane entre los dientes, generando un vacío que permite la aspiración del fluido desde el reservorio, llenando los espacios interdentes y erogando el caudal.(POMEDA, 2014)

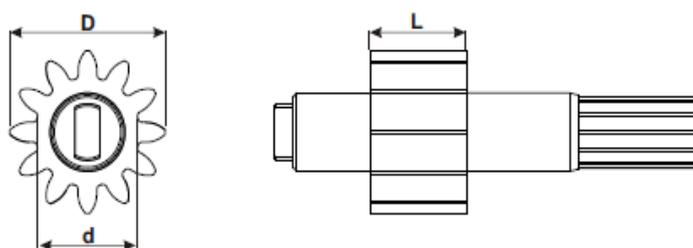
El caudal teórico se determina por siguiente expresión.

$$Q_t = \frac{(D^2 - d^2) \pi L w}{4} \cdot 10^{-6} \quad [lt/s] \quad (10)$$

Dónde:

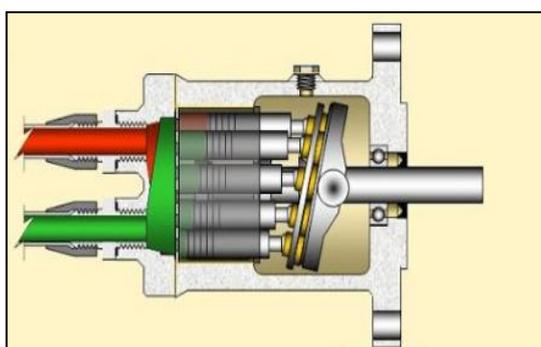
Q_t = Caudal teórico	$\frac{lt}{s}$
D = Diámetro exterior	mm
d = Diámetro interior	mm
L = Longitud de la rueda	mm
w = Velocidad de rotación	$r.p.m$

Figura 13. Partes de la bomba de engranajes



Bombas de pistones. Estas bombas pueden ser axiales o radiales, de accionamiento constante o regulable, su funcionamiento se basa en el desplazamiento de los émbolos en un cilindro provocando la aspiración y su posterior descarga, su volumen de expulsión es de 5 a 160 cm³ por revolución, su presión nominal varía de 160 a 320 bares, trabajan de 960 a 3000 revoluciones por minuto y su eficiencia es de 0,90. (VARGAS, 1998)

Figura 14. Funcionamiento bomba de pistones axiales.



Fuente: ATMOSFERIS, 2014

El caudal teórico para estos tipos de bombas se determina a continuación.

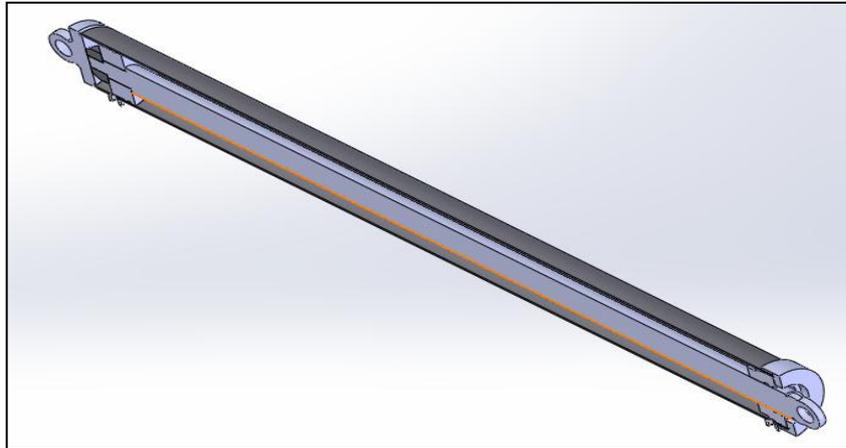
$$Q_t = \frac{1}{8} d^2 Z D \operatorname{tg} \alpha w 10^{-6} \quad [lt/s] \quad (11)$$

Dónde:

D = Diámetro centro de los cilindros mm
 d = Diámetro de los cilindros mm
 Z = Número de cilindros
 α = Inclinación entre el eje y el bloque $grados$
 w = Velocidad de rotación $r.p.m$

2.2.2.3 Cilindros hidráulicos. Son órganos de ejecución que convierten la energía hidráulica en mecánica, disponiendo de una fuerza y del desplazamiento lineal su clasificación se detalla a continuación.

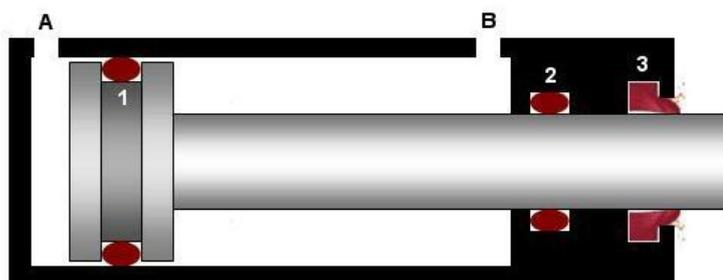
Figura 15. Cilindro hidráulico



Los cilindros comúnmente más utilizados en este tipo sistemas son los cilindros de doble efecto y telescópicos por lo que se describirá a continuación.

Cilindros doble efecto. Los cilindros de doble efecto son los más utilizados en estos sistemas, al proporcionar una fuerza en sus dos sentidos.

Figura 16. Cilindro doble efecto



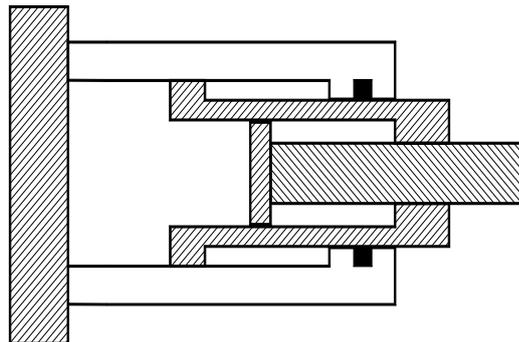
Fuente: COSMOCAX, 2015

Al inducir caudal por A, el vástago del cilindro sale, la junta 1 evita que este se comunique con la otra cámara, y que toda su energía se utilice en empujar el vástago; mientras tanto por B sale el fluido, la junta 2 evita que el fluido se filtre, para el

retroceso inducimos caudal por B mientras el fluido retorna por A, por último la junta 3 evita que el polvo o suciedad que hay en el ambiente entre al sistema.

Cilindro telescópico. Suelen ser de varias etapas existen cilindros de simple y doble efecto está constituido por un conjunto de pistones y sellos que a medida que las cámaras se llenan consecutivamente va desplazándose su carrera

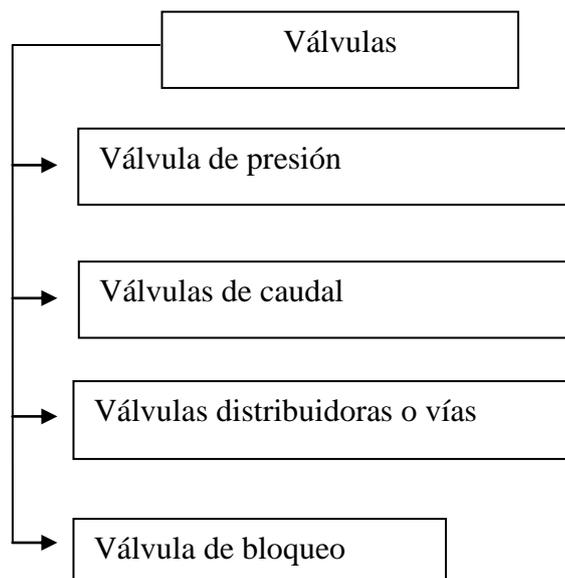
Figura 17 Cilindro telescópico



2.2.2.4 Válvulas. El control de una instalación oleohidráulica se lo realiza mediante la utilización de válvulas, cuya función es proteger al sistema, distribuir, regular el caudal y la presión procurando que las pérdidas sean mínimas.

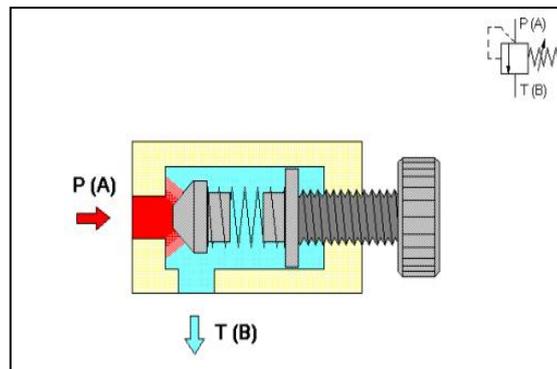
Las principales válvulas utilizadas son las siguientes:

Figura 18 Válvulas



Válvula limitadora de presión. Limita la presión de un circuito hidráulico a un valor máximo, se utiliza como válvula de seguridad para evitar daños en los componentes del circuito, si la presión es superior al valor tarado, se descarga hacia el reservorio evitando cualquier posible daño al circuito.(POMEDA, 2010)

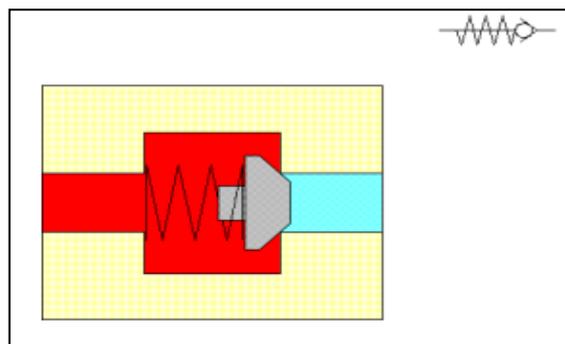
Figura 19 Válvula limitadora de presión



Fuente: INTEF, 2015

Válvula antiretorno. Esta válvula tiene como objetivo la circulación del fluido en un solo sentido cuando el aceite llega por la parte de la derecha empuja el cono y pasa hacia la izquierda pero si llega por la izquierda no puede fluir y es bloqueada.(POMEDA, 2010)

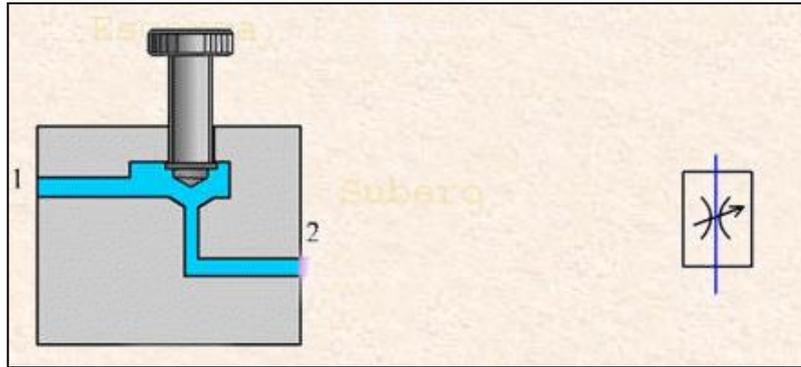
Figura 20 Válvula antiretorno



Fuente: INTEF, 2015

Válvula reguladora de caudal. Disminuye la sección del conducto por el que circula el fluido de esta forma se puede regular el caudal o cantidad de aceite que pasa por las tuberías al regular la cantidad de fluido controlando la velocidad del cilindro.(POMEDA, 2010)

Figura 21 Válvula reguladora de caudal



Fuente: INTEF, 2015

Válvulas de distribución Controlan el flujo hidráulico en los circuitos hidráulicos, permiten controlar la dirección del movimiento de los actuadores.

El funcionamiento se identifica por el número de vías / número de posiciones, el número de vías nos indica el número de conexiones útiles que dispone la válvula, el número de posiciones es la forma en que conecta las vías siempre, cambiando de posición a través de mandos.

Las válvulas de 4/3 se utilizan para controlar los actuadores de doble efecto, estas válvulas como se puede apreciar en la figura tiene diferente configuración en su posición central dependiendo de su utilización.

Figura 22. Tipos de válvulas de distribución 4x3

válvula de vías	posición central	símbolo
4 / 3	cerrada (P, A, B, T)	
4 / 3	recirculación a depósito (P - T, A, B)	
4 / 3	posición central en "H" (P - A - B - T)	
4 / 3	líneas de potencia a descarga (P - A - B - T)	
4 / 3	derivación (P - A - B, T)	

Fuente: INTEF, 2015

2.2.2.5 Malacate. Es un dispositivo mecánico giratorio, impulsado manualmente por un motor eléctrico o hidráulico, que sirve para arrastrar, levantar o desplazar objetos a través de una cuerda.

Figura 23. Malacate



Fuente: PROTEC-CAR, 2014

CAPÍTULO III

3. PROYECCIÓN Y DISEÑO

3.1 Determinación de los parámetros funcionales del diseño

Se consideró las necesidades de la compañía, que presta servicio para el transporte de la maquinaria y de los montacargas de la procesadora de alimentos PRONACA-Bucay, como también las necesidades para el transporte de los automotores averiados de la compañía de transporte TRANSCUMANDA.

En la presente tabla se detallan las principales características de los automotores y equipos a transportarse.

Tabla 2. Especificaciones de los automotores a transportarse

Cantidad	Automotor		Peso (kg)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Altura (mm)
1	KIA PREGIO		1689	4820	1810	1970
1	HINO 300 DUTRO		2430	6675	1995	2245
1	HINO 500 FC		3045	6450	2190	2440
1	HINO 500 GD		3875	7065	2245	2575

Fuente: Fichas técnicas concesionarios Kiamotors, Hino (ANEXO C).

Tabla 3. Especificaciones técnicas de la maquinaria a transportar

Cantidad	Automotor	Peso Total (kg)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Altura (mm)
1	Montacargas BOBCAT A770	3915	3597	1832	2065
2	Montacargas BOBCAT A770	7830	7194	1832	2065
1	Montacargas CAT 252B	3565	3600	1890	2063
2	Montacargas CAT 252B	7130	7200	1890	2063
1	Tractor MASSEY FERGUSON MF 6400	6590	5130	2400	2869

Fuentes: Bobcat, Caterpillar, Massey Ferguson (ANEXO D)

Para el diseño del proyecto se ha tomado en cuenta las siguientes consideraciones:

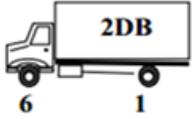
- Capacidad de carga.

- Dimensiones.
- Confiabilidad y seguridad.
- Ambiente de trabajo.
- Vida útil.
- Materiales y construcción.
- Mantenimiento y montaje.

3.1.1 Capacidad de carga. De acuerdo a la necesidad de la compañía, el primordial requerimiento es la transportación de los montacargas, del análisis de la tabla 3 se determina que la carga máxima se produce en el transporte de los dos montacargas con un peso 7830 kg y en transporte del tractor con un peso de 6590 Kg, de acuerdo al Ministerio de Transporte y Obras Públicas tipifica que para el tipo de camión 2DB (ANEXO E), el peso bruto admisible para circular por las carreteras es 18000 kg , el peso del sistema y carga bruta que va hacer acoplado la plataforma autocargable no debe exceder lo recomendado, como también no exceder los 11500 Kg que es la capacidad recomendado por los fabricantes para el chasis camión HINO GD8JLSA.

3.1.2 Dimensiones. Las dimensiones lo rige el Ministerio de Transporte y Obras Públicas tomando en cuenta estas dimensiones y las dimensiones máximas que satisfaga el transporte de la tabla 3 tenemos. Las medidas utilizadas para el diseño, que permiten suplir el transporte en su totalidad de los montacargas y el tractor se detallan en la tabla 4.

Tabla 4. Ley de caminos

Tipo	Distribución máxima de carga por eje	Descripción	Peso bruto vehicular	Longitudes máximas permitidas (m)		
			Toneladas	Largo	Ancho	Alto
2DB		Camiones 2 ejes grandes	18	12	2,60	4,10

Fuente: Ministerio de Transporte y Obras Públicas

Figura 24. Dimensiones para el transporte lo los montacargas BOBCAT A770

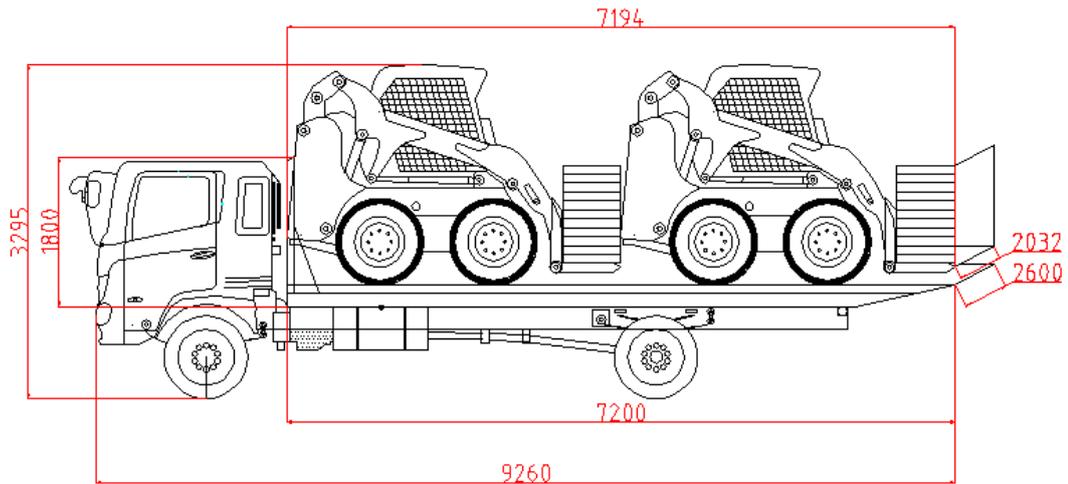
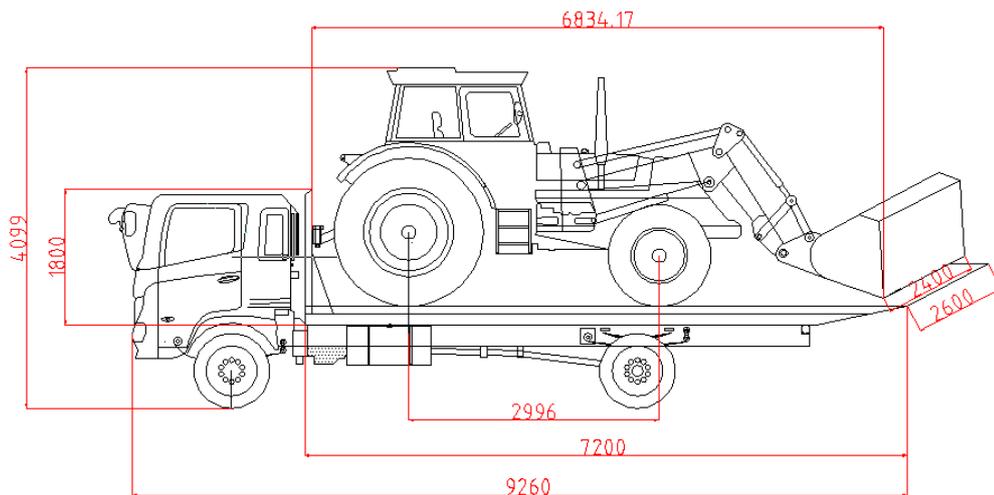


Figura 25. Dimensiones para el transporte del tractor Massey Ferguson MF 6400



Las dimensiones que se tomó en cuenta para el diseño, de la plataforma autocargable para el diseño son:

Tabla 5. Dimensiones de la plataforma

Dimensiones	(mm)
Longitud total	7200
Ancho	2600
Alto	1800

3.1.3 *Confiabilidad y seguridad.* De acuerdo a las operaciones a realizarse el sistema autocargable tiene como hipótesis el acoplamiento de un sistema estabilizador lo cual será determinado mediante el análisis y cálculo del conjunto.

3.1.4 *Ambiente de trabajo.* Se considerar que al transportar los montacargas la plataforma está sujeta a controles de bioseguridad el cual exige un proceso de desinfección, con detergentes alcalinos y ácidos que son sumamente corrosivos.

Tabla 6. Ambiente de trabajo

Temperatura	32°C
Contaminación	Grasas
	Corrosión
	Residuos de detergentes alcalinos y ácidos.
Clima	Clima tropical húmedo

3.1.5 *Vida útil.* Por estudio de campo las empresas constructoras el tiempo de vida es de 10 años con la adecuada operación y mantenimiento.

3.1.6 *Materiales y construcción.* Para la estructura de la plataforma ha de utilizarse los siguientes aceros.

Acero A36

$$\text{Esfuerzo fluencia} = 2530 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 36\text{kpsi}$$

$$\text{Esfuerzo último de tracción} = 4100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 58\text{kpsi}$$

Acero A37

$$\text{Esfuerzo fluencia} = 2400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 34.13\text{kpsi}$$

$$\text{Esfuerzo último de tracción} = 3586 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 51.2\text{kpsi}$$

De los dos aceros citados el acero con mejores características por sus propiedades mecánicas es el acero A36 el cual se consideró para este diseño.

Los elementos oleohidráulicos se seleccionó, con el objetivo de optimizar los costos que generalmente son elevados pero insustituibles para estos sistemas de potencia.

3.1.7 *Mantenimiento y montaje.* El diseño del sistema debe contener el menor número de mecanismos para disminuir la complejidad en el mantenimiento, los costos de montaje y revisiones continuas, así como la operación del sistema sea lo menos compleja posible y sea fácil de capacitar al operario.

3.2 Análisis de alternativas

Para la mejor alternativa se proponen diseños existentes y viables que cumplan con los parámetros de diseño establecidos y en especial con el análisis de la ficha técnica de la tabla 3 para cumplir las necesidades de la compañía.

- Alternativa A - Plataforma fija deslizante.
- Alternativa B - Plataforma de rampas desmontables.
- Alternativa C - Plataforma autocargable.

3.2.1 *Selección de las alternativas.* Para escoger la mejor alternativa se toman criterios como facilidad de operación tamaño, tiempo de operación, costos de construcción, seguridad, mantenimiento, tipo de automotor a transportarse.

3.2.2 *Selección de la alternativa por el método del valor técnico ponderado.* La mejor alternativa se ha seleccionado por método del valor técnico ponderado que se basa en un conjunto de criterios valorados que suelen tener distinta importancia en el proceso de elección. Para lo que es necesario jerarquizar los mismos y asígnale un peso en función a su posición en la evaluación jerárquica(AGUAGAYO, 2003).

Para cada alternativa se valora su bondad según el criterio asignándole una puntuación “g” en la escala de 1-10 (gmax=10), procediendo a determinar el valor técnico ponderado para las distintas alternativas por la siguiente ecuación.

$$VTP = \frac{(\sum P_i \cdot g_i)}{g_{\max} \cdot \sum P_i}; \text{Desde } i = 1 \text{ hasta } n \quad (12)$$

Dónde:

VTP = Valor técnico ponderado

P = Peso

g = Puntuación

g_{máx} = 10

De acuerdo a las prioridades de diseño se muestran la valoración de los factores de importancia de acuerdo al análisis de las necesidades y características de los parámetros funcionales.(AGUAGAYO, 2003)

Tabla 7. Puntuación de los atributos y valores de evaluación

Peso (pi)	Criterio	Alternativas					
		A gi	A Pixgi	B gi	B Pixgi	C gi	C Pixgi
10	Confiabilidad y seguridad	9	90	7	70	9	90
10	Capacidad de carga	7	70	7	70	10	100
9	Tamaño de carga	8	72	8	72	9	81
9	Costos	9	81	9	81	8	72
8	Montaje y construcción	7	56	8	64	7	56
8	Vida útil	7	56	7	56	8	64
8	Mantenimiento y montaje	8	64	8	64	7	56
7	Facilidad de trabajo	6	42	5	35	7	49
Suma	69	531		512		568	
VTP		0,77		0,742		0,823	

3.2.3 Análisis y resultado de la alternativa. Luego de las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se determinó que la alternativa de la plataforma autocargable alternativa C, cumple a las necesidades para el transporte de los automotores.

3.3 Diseño estructural de la plataforma autocargable

Para la etapa de diseño se considera, el diseño estructural y la selección del diseño oleohidráulico.

3.3.1 Etapas del diseño

- a) Análisis del sistema.- Se toma como criterio fundamental el estudio de campo.
- b) Análisis de cargas.- Se identifica las cargas que influyen en el sistema y a cada elemento estructural.
- c) Análisis y diseño estructural.- Mediante la aplicación del fundamento teórico y aplicación de software como es el SAP 2000 y SOLIDWORKS.
- d) Análisis oleohidráulico.- Diseño y selección de los elementos oleohidráulicos de acuerdo a la exigencia del sistema.

3.3.2 Estudio de campo. Para el diseño se han analizados diseños de empresas que prestan servicio de emergencia como son grúas Servimotor, Centerdrive, grúas Don Gato, grúas Ecuador y constructoras que en su mayor parte se encuentran ubicadas en la ciudad de Quito como son Bagant, industria Pilicita líder en la construcciones de autocargables. (ANEXO F)

Del análisis, en su totalidad las plataformas autocargables están construidas por perfiles laminados de acero A36 y A37 que permiten facilidad de manufactura y facilidad de adquisición en el mercado nacional. En la mayoría de las plataformas autocargables el mecanismo utilizado es el guía corredera con eje pivotante, el sistema de potencia hidráulica es indispensable para el deslizamiento y elevación, comandado manualmente, en su totalidad no cuentan con un plan de seguridad.

3.3.3 *Diseño conceptual de la plataforma.* Del estudio de campo se obtuvo los ángulos de entrada y salida como se indica en la figura 26 y 27, los ángulos establecidos no causan interferencia al subir y bajar la maquinaria o el automotor, para el análisis se ha tomado como referencia a los montacargas por ser los más bajos de su estructura al nivel del suelo.

Figura 26. Plataforma autocargable ángulo de entrada

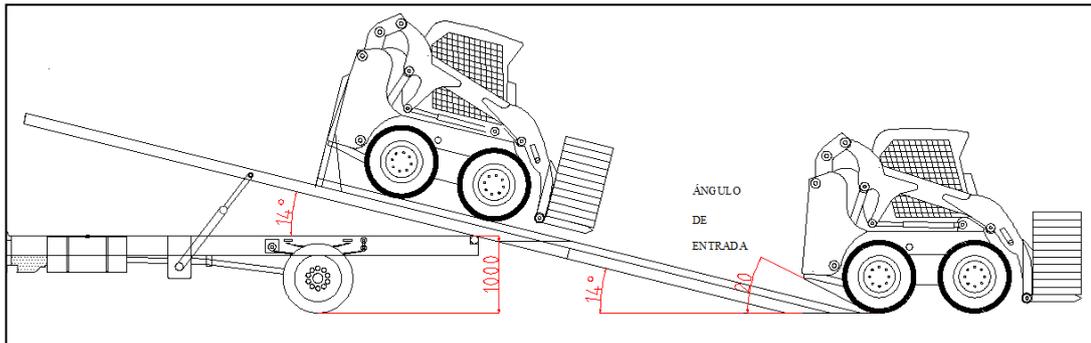
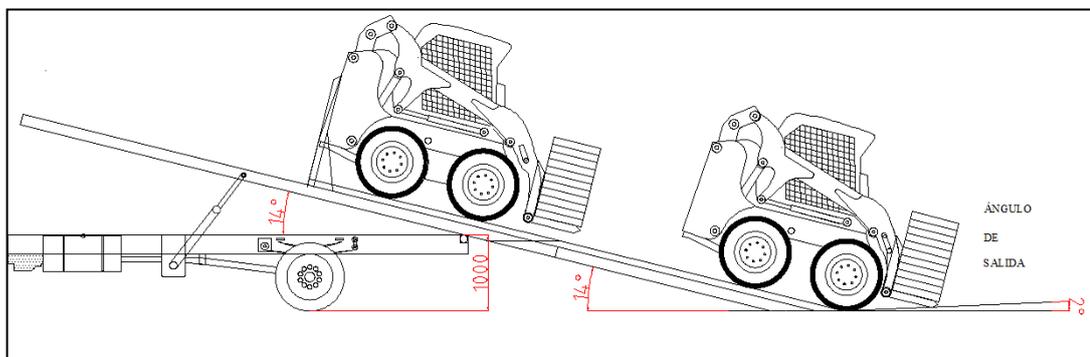


Figura 27. Plataforma autocargable ángulo de salida



Posiciones de funcionamiento de la plataforma autocargable.

En la figura 28 y la figura 29, se indica la posición de transporte y la posición en que los montacargas o el tractor deberán subir o bajar para su posición de transporte.

Figura 28 Plataforma autocargable en la posición de transporte de los montacargas a 0°

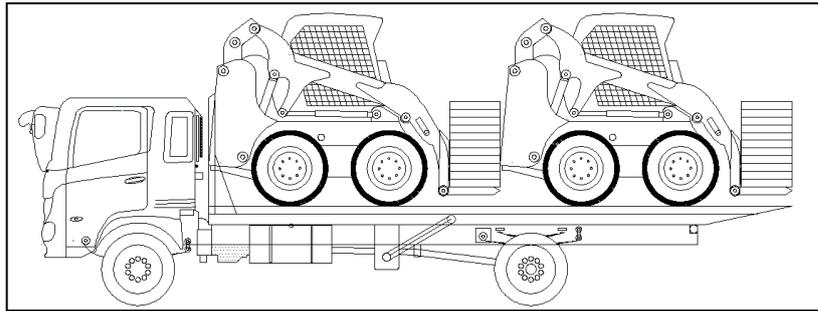
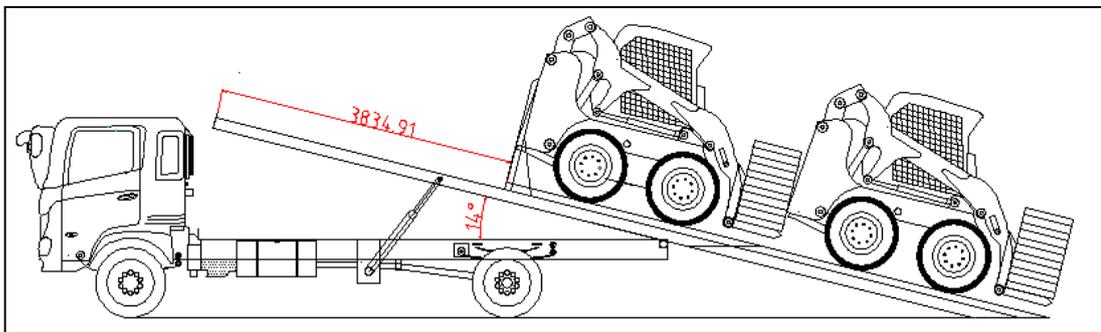
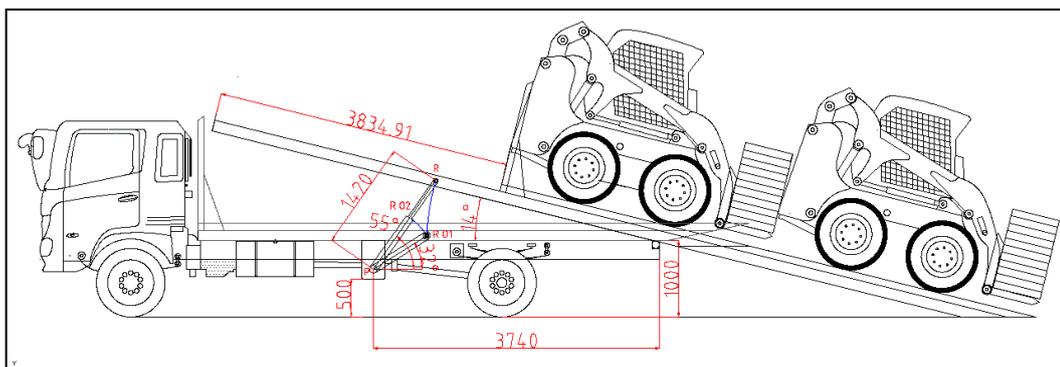


Figura 29 Plataforma autocargable en la posición de carga de los montacargas a 14°



3.3.4 Desplazamiento y giro de los elementos de la plataforma. Para determinar la distancia producida por el actuador, que determine los 14° de inclinación tomamos en cuenta la disponibilidad del espacio de giro del actuador de los arcos R-RO1 y RO1-R O2, iterado gráficamente y tomando en cuenta la distancia prudencial de 500 mm del actuador al piso, por motivos de romper velocidades y objetos en la carretera de acuerdo a la norma NTE INEN 1323, determinando una carrera PR de 1420 mm y un desplazamiento de la plataforma de 3834,91 mm distancia para seleccionar o diseñar los actuadores.

Figura 30. Distancia de los actuadores para la elevación y el deslizamiento.



3.3.5 *Tipos de cargas aplicadas a la plataforma autocargable.* Para el análisis del proyecto se ha tomado en cuenta las cargas, que soportará la plataforma durante su vida útil las principales son.

- Carga viva
- Carga muerta

3.3.5.1 *Determinación de la carga viva para el montacargas bobcat A770.* La carga viva es el peso a transportar más un porcentaje de seguridad 10%.

$$Lm = 7830 \text{ kg} + (0.1 \times 7830) \text{ kg}$$
$$Lm = 8613 \text{ kg}$$

Dónde:

Lm = carga viva montacargas.

Wm = peso de los montacargas.

Para la distribución de la carga total viva se tomará una distribución del 50% para cada rueda de los montacargas.

$$Lmr = \frac{Lm}{n}$$
$$Lmr = \frac{8613 \text{ kg}}{8}$$
$$Lmr = 1076.625 \text{ kg}$$

Dónde:

Lmr = carga viva montacargas en cada rueda

n = número de ruedas

3.3.5.2 Determinación de la carga viva tractor Massey Ferguson MF 6400.

$$Lt = Wt + 10\%$$

$$Lt = 6590 \text{ kg} + (0.10 \times 6590) \text{ kg}$$

$$Lt = 7249 \text{ kg}$$

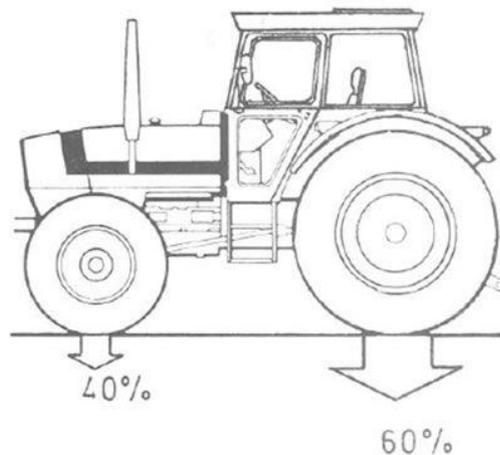
Dónde:

Lt = carga viva tractor.

Wt = peso del tractor.

La carga total viva se distribuye de la siguiente manera.

Figura 31. Distribución del peso en los ejes del tractor



Fuente:(INFOAGRO, 2014)

Tabla 8. Distribución del peso en los ejes del tractor

Carga viva tractor Massey Ferguson MF 6400 (kg)	Peso eje delantero (kg)	Carga del eje posterior (kg)
7249	2899.6	4349.4

$$Lt1 = \frac{\text{Carga viva eje delantero}}{2}$$

$$Lt1 = \frac{2899.6\text{kg}}{2}$$

$$Lt1 = 1449.9 \text{ kg}$$

$$Lt2 = \frac{\text{Carga viva eje posterior}}{2}$$

$$Lt2 = \frac{4349.4\text{kg}}{2}$$

$$Lt2 = 2174.7 \text{ kg}$$

Dónde:

$Lt1$ = Carga viva tractor rueda delantera

$Lt2$ = Carga viva tractor rueda posterior

En la siguiente tabla se detallan las cargas vivas del tractor y del montacargas que servirán para la aplicación del SAP2000.

Tabla 9. Cargas vivas del tractor y de los montacargas

Máquinas	Rueda delantera	Rueda posterior
Tractor Massey Ferguson MF 6400	1449.9 kg	2174.7 kg
Montacargas Bobcat A770	1076.625 kg	1076.625 kg

3.3.5.3 *Determinación de la carga muerta.* Son los valores obtenidos mediante el uso del programa SAP2000, luego del diseño respectivo como puede apreciarse a continuación.

Figura 32. Carga muerta de la plataforma autocargable

Object Type	Material Text	Total Weight Kgf	Num Pieces Unitless
Frame	ASTM A-36	2071.28	370
Area	ASTM A-36	660.72	

En la figura 32 se detalla el peso de la estructura de la plataforma autocargable, para obtener la carga muerta añadimos un porcentaje, por los elementos hidráulicos, y sistemas de estabilización.

$$D = Dp + (Dp \times 5\%)$$
$$D = (2071,28 + 660,72) + (2071,28 + 660,72) \times 0,05$$
$$D = 2868,6 \text{ kg}$$

Dónde:

Dp = Carga muerta plataforma

3.3.6 *Diseño de los elementos estructurales.* El diseño consiste en realizar los cálculos necesarios para determinar los elementos más apropiados para un diseño óptimo, aprovechando de las ventajas de los programas en la actualidad procedemos al cálculo en las posiciones más críticas y con las cargas máximas determinadas.

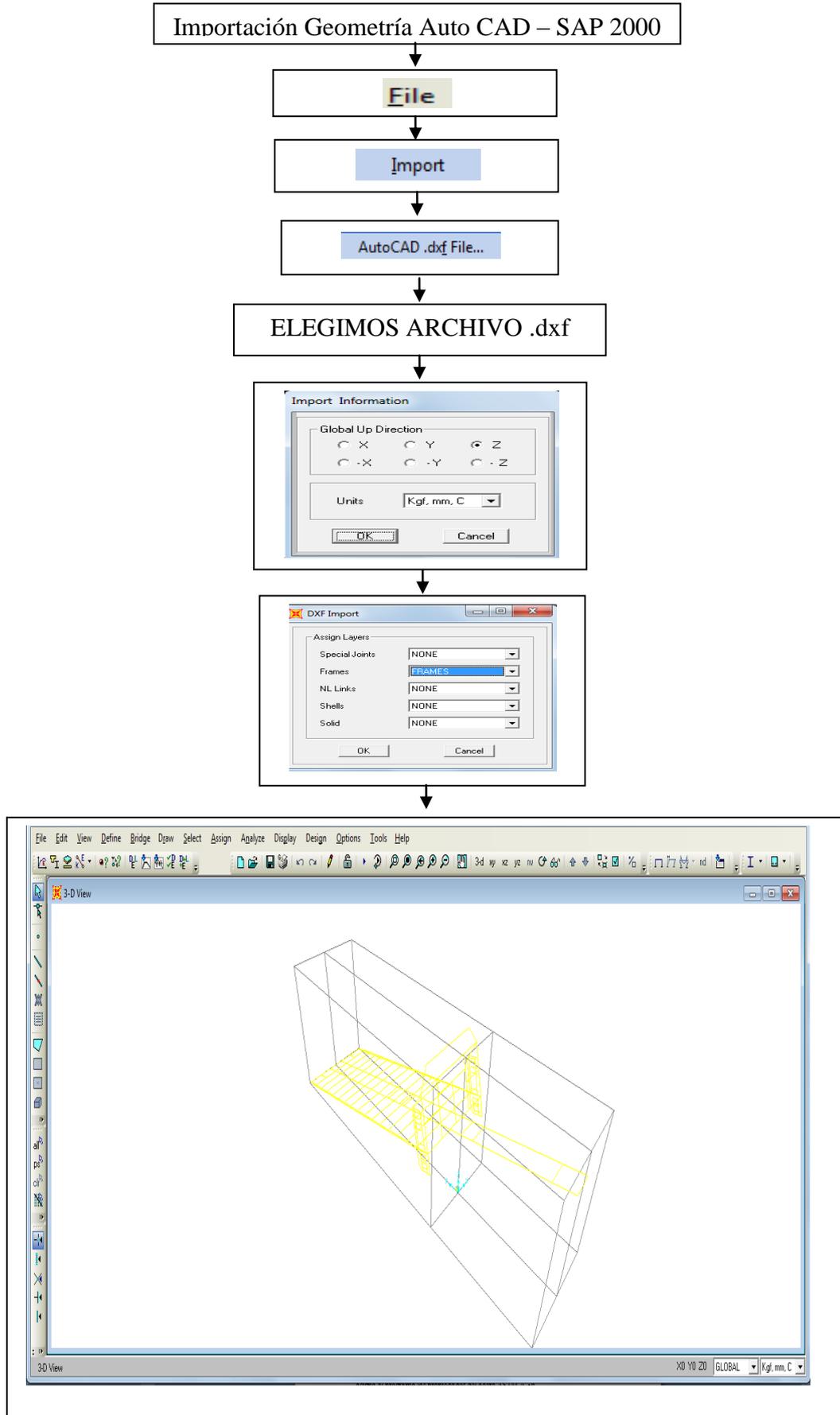
3.3.6.1 *Procedimiento de resolución SAP2000.*

El procedimiento de resolución.

- Generación de la geometría del modelo.
- Definición del material.
- Importación y creación de perfiles.
- Asignación de cargas y definición de combinaciones.
- Determinación del código y método de diseño.
- Análisis y verificación de la razón demanda/capacidad.
- Análisis y verificación de las deformaciones.

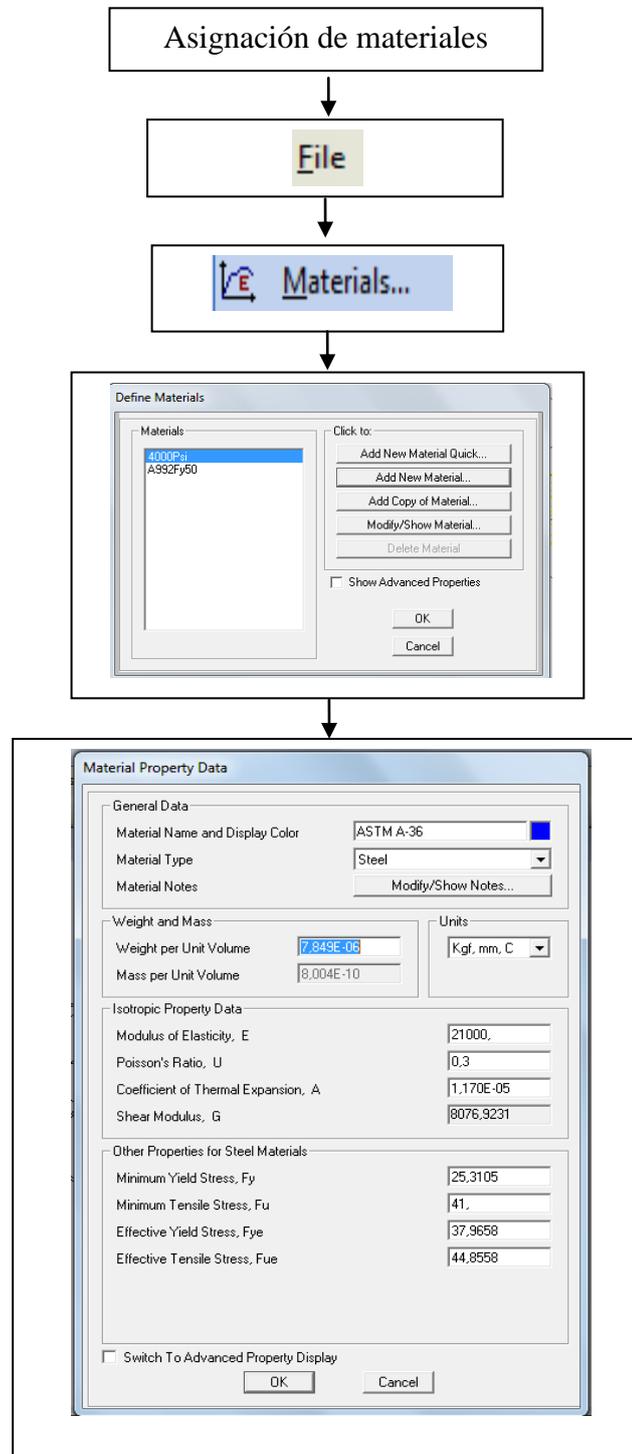
Geometría del modelo. La creación del modelo se lo puede realizar en el programa SAP2000, pero por facilidad se lo importa el archivo con extensión .dxf de Auto CAD permitiendo la facilidad de construcción de la geometría con elementos frame.

Figura 33 Importación geometría Auto CAD – SAP 2000



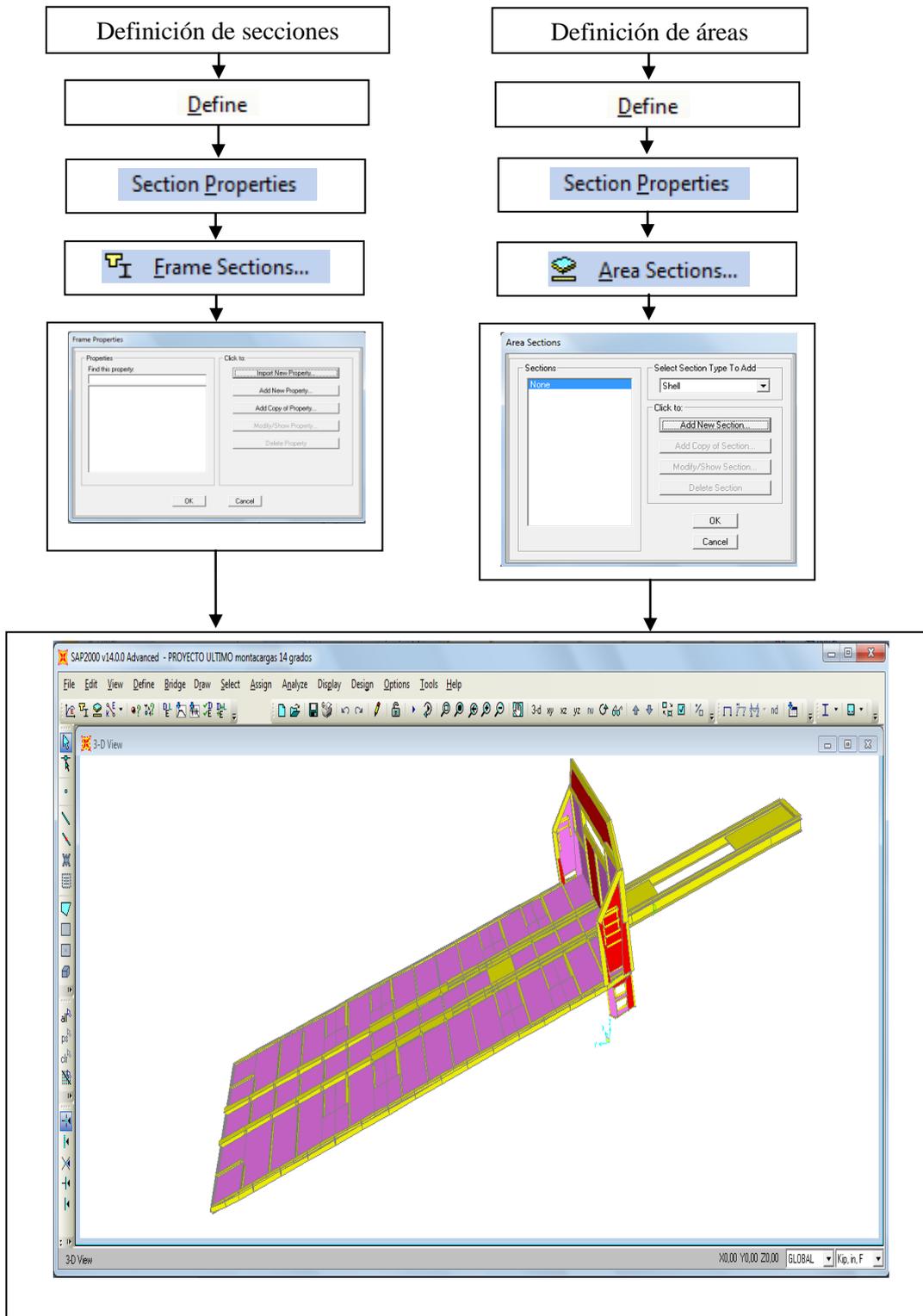
Asignación del material. Asignamos las propiedades físicas del acero ASTM A-36 que es utilizado para el diseño.

Figura 34 Asignación de materiales en el SAP2000



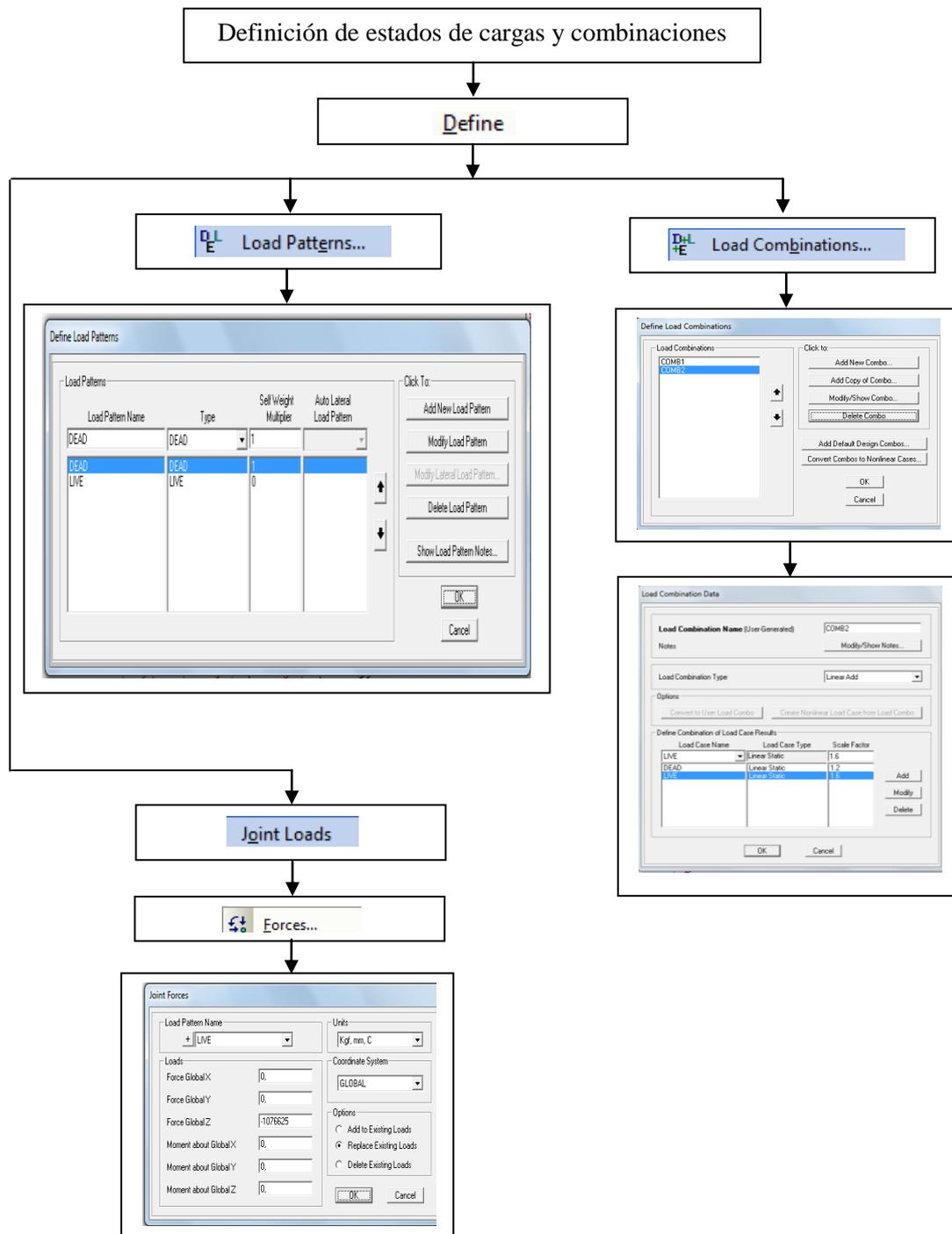
Definición de las propiedades de las secciones. La biblioteca del SAP 2000 cuenta con una variedad de perfiles nacionales y extranjeros los mismos que serán seleccionados y asignados como se apreciara en el respectivo plano.

Figura 35 Procedimiento para la asignación de las propiedades de las secciones



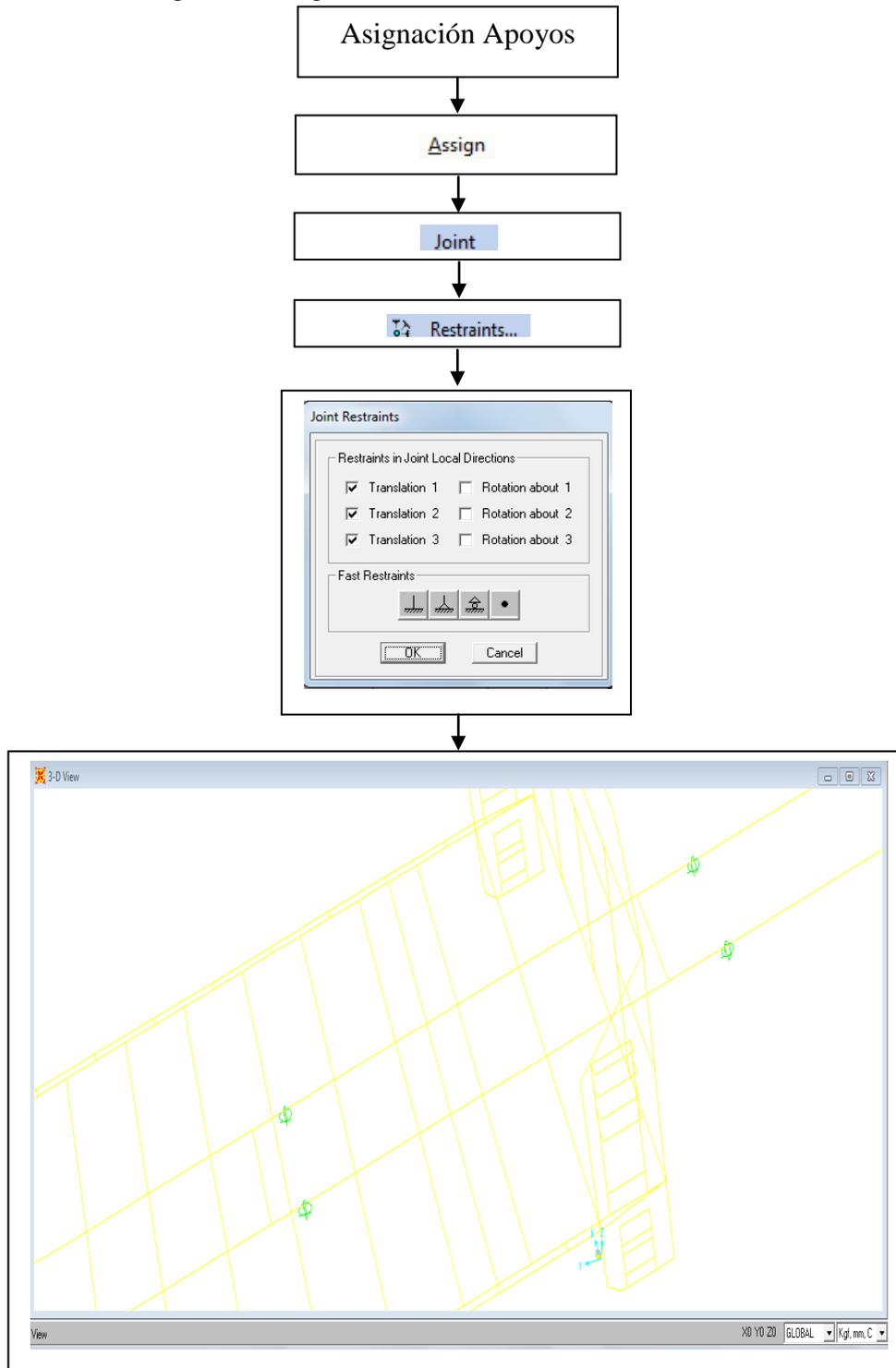
Definición de los estados de carga y combinaciones. Las diferentes cargas del análisis se pueden apreciar en la tabla 9 con su distribución de los pesos en los ejes de acuerdo al análisis de las cargas vivas y carga de seguridad, la posición de la carga se ubica en la geometría del SAP 2000.

Figura 36 Definición de estados de carga y combinaciones



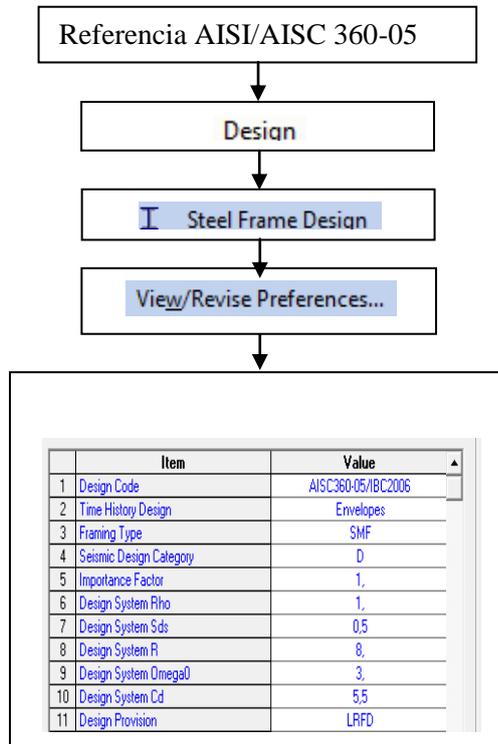
Asignación de restricciones de movimiento a los apoyos. La asignación de las restricciones corresponde al tipo de apoyo que necesita la estructura en sus distintos puntos de apoyo.

Figura 37 Asignación de las restricciones de movimiento



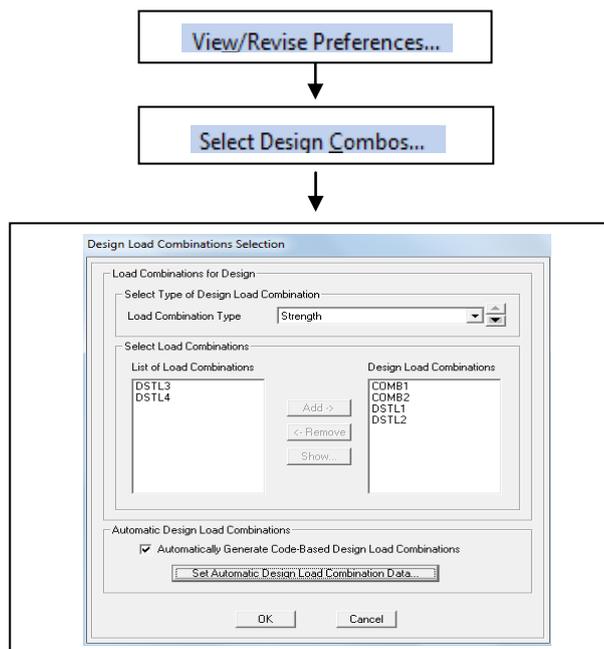
Opciones del análisis. Definición del código de diseño y del método de diseño.

Figura 38 Definición del código de diseño y del método



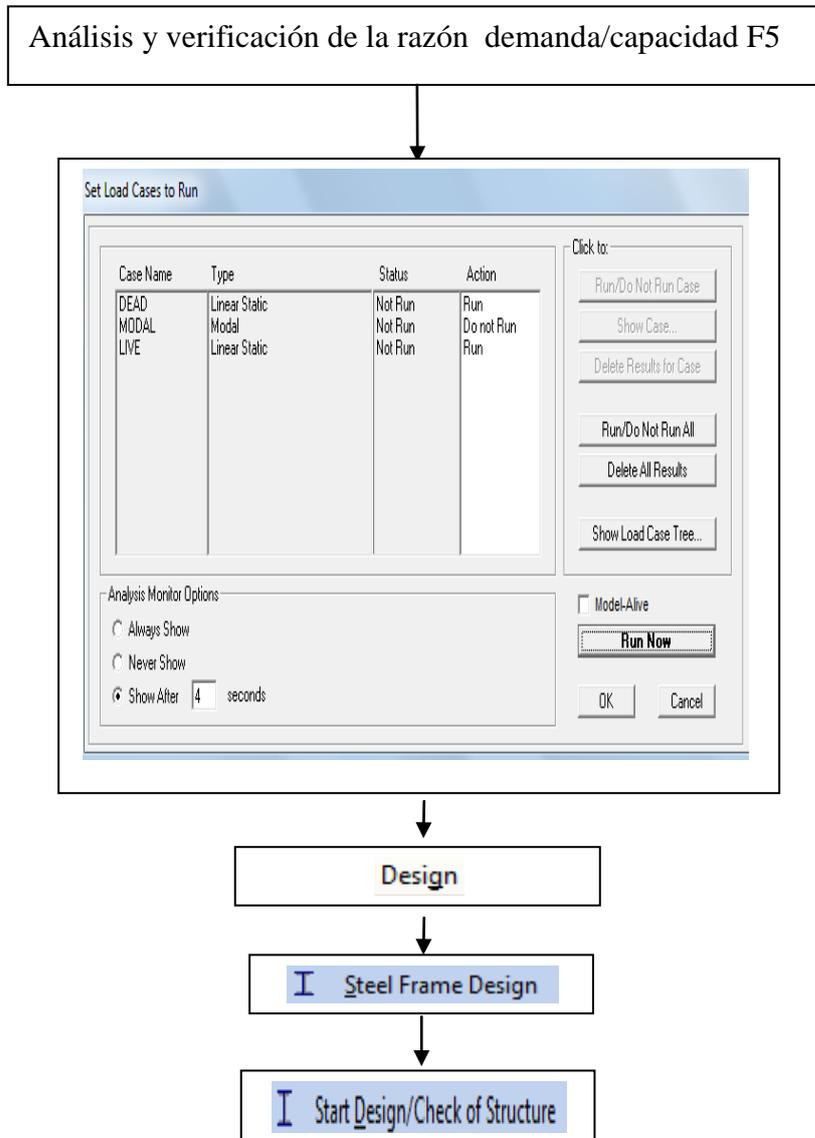
Selección de las combinaciones de carga.

Figura 39 Selección de las combinaciones de carga



Análisis y verificación de la razón demanda/capacidad.

Figura 40 Análisis y verificación de la razón demanda/capacidad



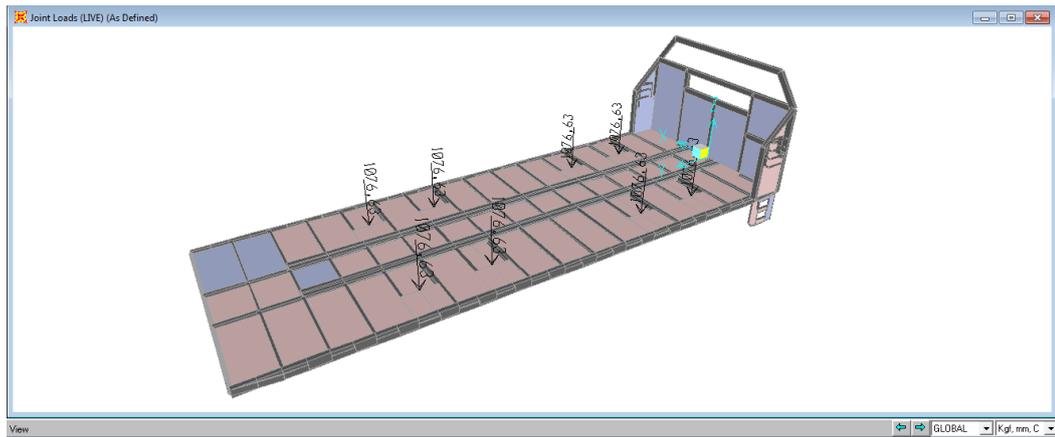
El programa SAP 2000V14 visualiza los elementos sometidos a esfuerzos en una escala de colores que va desde gris a rojo, lo que indica que el elemento que esté en rojo tiene que ser modificado.

Los valores serán verificados en cada posición de la estructura, siguiendo con el proceso descrito procedemos al análisis en la posición de transporte y en la posición inclinada.

3.3.6.2 Análisis estructural de la plataforma y el bastidor sometido a la carga de los montacargas.

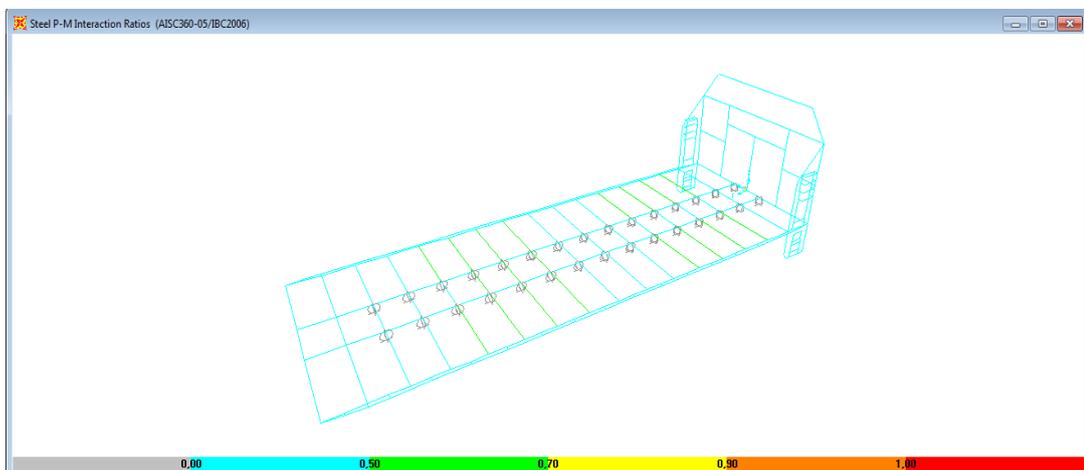
En la siguiente figura se observa la aplicación de las cargas vivas producidas por el peso de los montacargas.

Figura 41 Visualización del estado de carga, en la plataforma autocargable en la posición 0° trasportando los montacargas



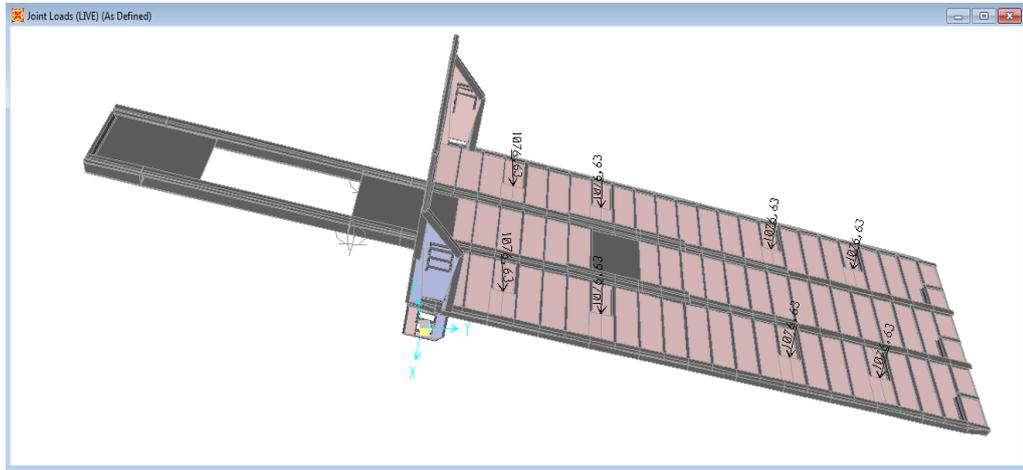
En la siguiente figura se muestra mediante la aplicación de un código de colores, se indica los rangos, de la razón demanda/capacidad de la plataforma autocargable a 0° con respecto al chasis del camión, como se puede apreciar los elementos sometidos a mayor demanda son los de color verde que significa que su rango está en el rango entre 0,5 y 0,7 lo cual significa que estos elementos resisten las condiciones de carga.

Figura 42. Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable, en la posición 0° trasportando los montacargas



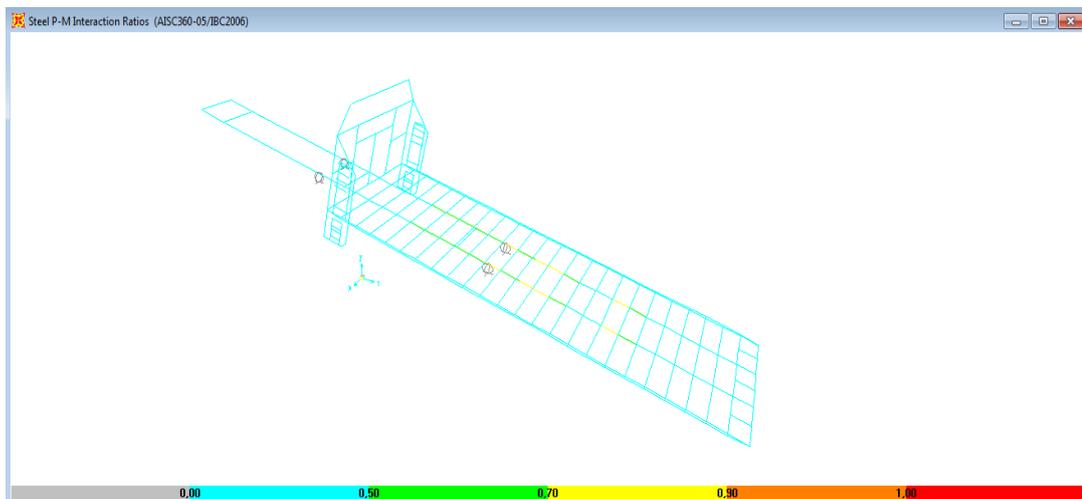
Como se aprecia en la figura, la aplicación de las cargas vivas, en la posición crítica de 14 grados.

Figura 43 Visualización del estado de carga, de la plataforma autocargable en la posición 15° trasportando los montacargas



En esta figura siguiente se muestra mediante la aplicación de un código de colores los rangos de la razón demanda/capacidad, de la plataforma autocargable, inclinada a 14° con respecto al chasis del camión, como se puede apreciar los elementos sometidos a mayor demanda son los de color amarillo que significa que su rango está en el rango entre 0,7 y 0,9 lo cual significa que estos elementos resisten las condiciones de carga.

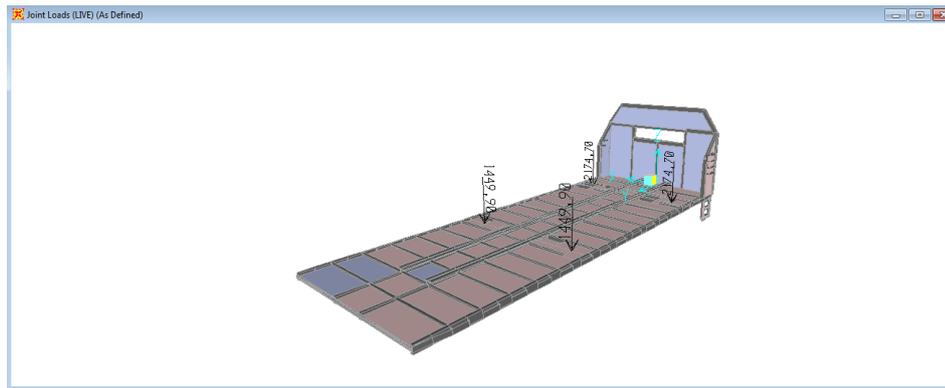
Figura 44. Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable en la posición 14° trasportando los montacargas



3.3.6.3 Análisis estructural de la plataforma y el bastidor sometido a la carga del tractor.

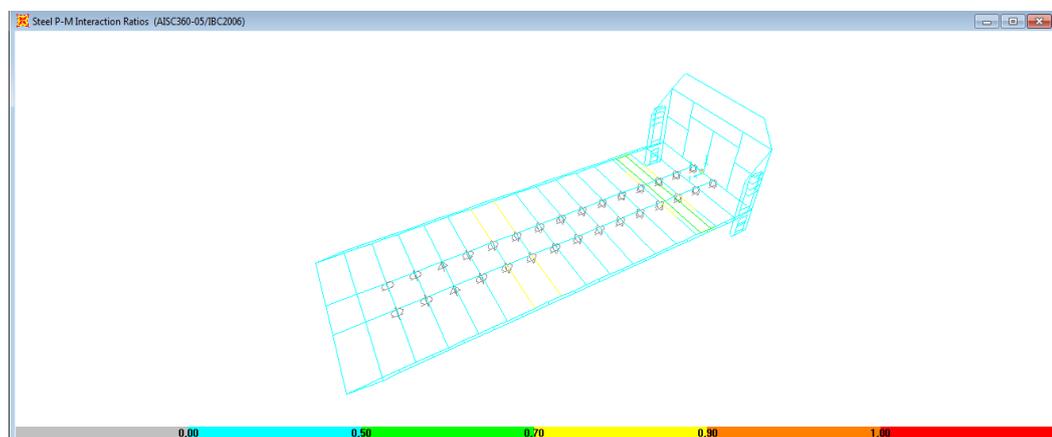
En la siguiente figura se observa la aplicación de las cargas vivas producidas por el peso del tractor.

Figura 45. Visualización del estado de carga, de la plataforma autocargable en la posición 0° trasportando el tractor



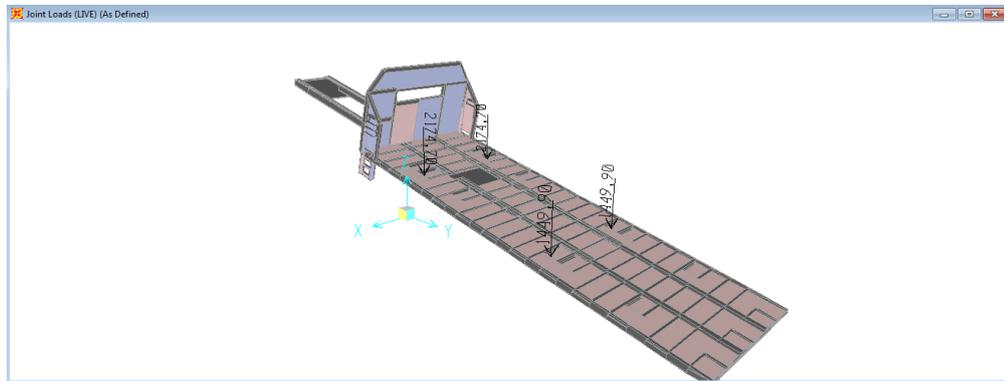
En la siguiente figura se muestra la aplicación de cargas a la plataforma y mediante la aplicación de un código de colores, los rangos de la razón demanda/capacidad de la plataforma autocargable inclinada a 0° con respecto al chasis del camión, como se puede apreciar los elementos sometidos a mayor demanda son los de color amarillo que significa que su rango está en el rango entre 0,7 y 0,9 lo cual significa que estos elementos resisten las condiciones de carga.

Figura 46 Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable en la posición 0° aplicando las cargas del tractor



Como se aprecia en la figura 50, la aplicación de las cargas vivas producidas por el peso del tractor, en la posición de carga de 14 grados.

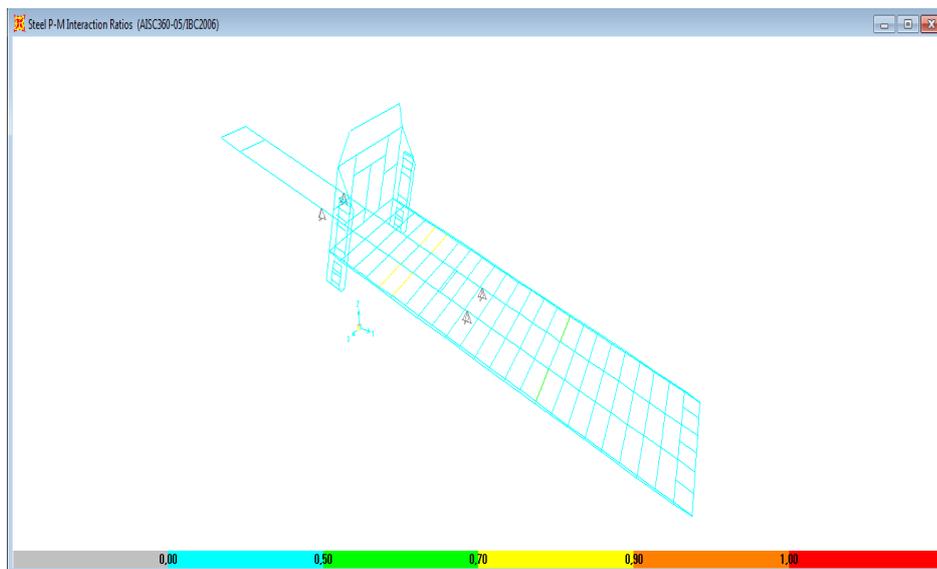
Figura 47 Visualización del estado de carga, en la plataforma autocargable en la posición 0° trasportando el tractor



Fuente: Autor

En la siguiente figura se muestra mediante la aplicación de un código de colores los rangos de la razón demanda/capacidad de la plataforma autocargable inclinada a 14° con respecto al chasis del camión, como se puede apreciar los elementos sometidos a mayor demanda son los de color amarillo que significa que su rango está en el rango entre 0,7 y 0,9 lo cual significa que estos elementos resisten las condiciones de carga.

Figura 48. Resultados de la razón demanda/capacidad para la plataforma autocargable en la posición a 14° aplicando las cargas del tractor



De los resultados de la razón demanda/ capacidad se procediendo a la caracterización del perfil IPE 80, que es el elemento más cargado en las diferentes posiciones de trabajo de la plataforma.

Figura 49 Elemento sometido a mayor demanda

Steel Stress Check Information (AISC360-05/IBC2006)

Frame ID: 372 Analysis Section: IPE 80
 Design Code: AISC360-05/IBC2006 Design Section: IPE 80

COMBO ID	STATION LOC	MOMENT RATIO	INTERACTION CHECK	MAJ-SHR RATIO	MIN-SHR RATIO
COMB2	42,30	0,401 (C)	= 0,001 + 0,399 + 0,002	0,113	0,000
COMB2	84,60	0,011 (C)	= 0,001 + 0,008 + 0,002	0,114	0,000
DSTL1	0,00	0,038 (C)	= 0,000 + 0,037 + 0,000	0,007	0,000
DSTL1	42,30	0,015 (C)	= 0,000 + 0,015 + 0,000	0,006	0,000
DSTL1	42,30	0,015 (C)	= 0,000 + 0,015 + 0,000	0,005	0,000
DSTL1	84,60	0,000 (C)	= 0,000 + 0,000 + 0,000	0,004	0,000
DSTL2	0,00	0,881 (C)	= 0,000 + 0,877 + 0,004	0,372	0,000

Buttons: Modify/Show Overwrites (Overwrites), Display Details for Selected Item (Details), Display Complete Details (Tabular Data)

Strength Deflection OK Cancel Stylesheet: Default Table Format File

Steel Stress Check Data AISC360-05/IBC2006

File

PhiB=0,900	PhiC=0,900	PhiY=0,900	PhiT=0,750							Units: Kgf, mm, C
PhiS=0,900	PhiS-RI=1,000	PhiST=0,900								
A=742,880	I33=777010,065	r33=32,341	S33=19425,252	Au3=398,667						
J=5234,133	I22=84676,124	r22=10,676	S22=3681,571	Au2=304,000						
E=20389,019	Fy=25,311	Ry=1,500	Z33=22494,112	Cw=183584,809						
RLLF=1,000	Fu=41,000		Z22=5752,856							

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu
0,000	-19,200	-449128,163	-498,623	-1545,327	-2,655	-14662,389

PHM DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)

D/C Ratio: 0,881 = 0,000 + 0,877 + 0,004
 = (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cn
Major Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Minor Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

LTB

L1tb	K1tb	Cb
1,000	1,000	2,143

Axial

Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity
-19,200	12159,100	16922,402

Major Moment

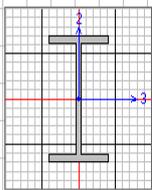
Mu Moment	phi*Mn Capacity
-449128,163	512403,632

Minor Moment

Mu Moment	phi*Mn Capacity
-498,623	131046,929

SHEAR CHECK

	Uu Force	phi*Un Capacity	Stress Ratio	Status Check
Major Shear	1545,327	4154,973	0,372	OK
Minor Shear	2,655	6538,615	0,000	OK

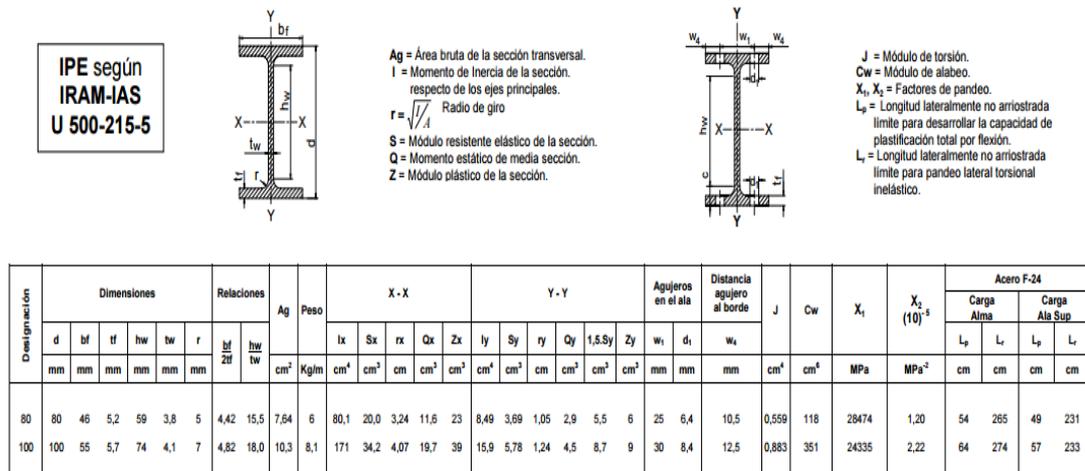


3.3.6.4 Caracterización del elemento que está sometido a mayor demanda.

Analizamos las propiedades y verificamos la razón de cargas de acuerdo ANSI/AISC 360 05.

Datos del perfil:

Figura 50 Simbología del perfil IPE 80



Fuente: (INTI, 2013)

$$\begin{aligned}
 A &= 0,0764 \text{ mm}^2 & d &= 80 \text{ mm} & tw &= 3,8 \text{ mm} \\
 bf &= 46 \text{ mm} & tf &= 5,2 \text{ mm} & r_x &= 32,4 \text{ mm} \\
 r_y &= 10,5 \text{ mm} & S_x &= 20000 \text{ mm}^3 & S_y &= 3690 \text{ mm}^3 \\
 Z_x &= 23000 \text{ mm}^3 & Z_y &= 6000 \text{ mm}^3 & hw &= 59 \text{ mm} \\
 Cw &= 118 \text{ cm}^6 & J &= 5590 \text{ mm}^4 & ho &= 74.8 \text{ mm} \\
 Fy &= 25,3 \text{ l} \frac{kg}{mm^2} & E &= 20389 \frac{kg}{mm^2}
 \end{aligned}$$

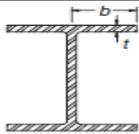
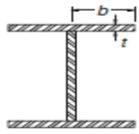
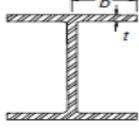
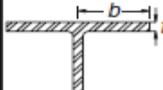
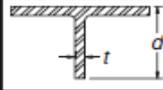
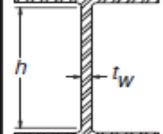
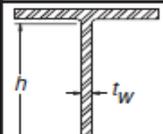
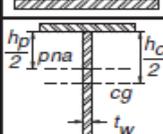
Verificación de los resultados de la razón demanda/capacidad. De acuerdo a la clasificación de las secciones según el pandeo local, las secciones se clasifican en compactas, no compactas y esbeltas.

Para que una sección sea compacta sus razón ancho-espesor (b/t), no debe exceder la razón ancho-espesor de (λ_r).

Para que una sección se clasifique como no compacta, su relación debe estar, entre (λ_p) y (λ_r).

Si la razón ancho espesor excede λ_r la sección es esbelta.

Tabla 10 .Razones ancho espesor

TABLE B4.1 Limiting Width-Thickness Ratios for Compression Elements					
Case	Description of Element	Width Thickness Ratio	Limiting Width-Thickness Ratios		Example
			λ_p (compact)	λ_r (noncompact)	
Stiffened Elements	1 Flexure in flanges of rolled I-shaped sections and channels	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
	2 Flexure in flanges of doubly and singly symmetric I-shaped built-up sections	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$0.95\sqrt{k_c E/F_y}$ ^{[a],[b]}	
	3 Uniform compression in flanges of rolled I-shaped sections, plates projecting from rolled I-shaped sections; outstanding legs of pairs of angles in continuous contact and flanges of channels	b/t	NA	$0.56\sqrt{E/F_y}$	
Stiffened Elements	7 Flexure in flanges of tees	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
	8 Uniform compression in stems of tees	d/t	NA	$0.75\sqrt{E/F_y}$	
	9 Flexure in webs of doubly symmetric I-shaped sections and channels	h/t_w	$3.76\sqrt{E/F_y}$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	
	10 Uniform compression in webs of doubly symmetric I-shaped sections	h/t_w	NA	$1.49\sqrt{E/F_y}$	
	11 Flexure in webs of singly-symmetric I-shaped sections	h_c/t_w	$\frac{h_c}{h_p} \sqrt{\frac{E}{F_y}} \leq \lambda_r$ $\left(0.54 \frac{M_p}{M_y} - 0.09\right)^2 \leq \lambda_r$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	

Fuente: Specification For Structural Steel Buildings AISC 360 2005

Caracterización del ala del perfil a compresión:

De acuerdo a la tabla 10 (caso3), el patín a compresión del perfil IPE no califica como compacto, por lo tanto se analiza si es no compacto:

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_r \tag{14}$$
$$\frac{b}{tf} \leq 0,56 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$
$$\frac{23}{5,2} \leq 0,56 \sqrt{\frac{20389 \frac{kg}{mm^2}}{25,31 \frac{kg}{mm^2}}}$$
$$4,42 \leq 15,89$$

La sección es no compacta

Caracterización del alma del perfil a compresión:

De acuerdo a la tabla 10 (caso 10), el alma a compresión no califica como compacto, será no compacto si:

$$\frac{hw}{tw} \leq 1,49 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \tag{15}$$
$$\frac{59}{3,8} \leq 1,49 \sqrt{\frac{20389 \frac{kg}{mm^2}}{25,31 \frac{kg}{mm^2}}}$$
$$15,52 \leq 42,29$$

La sección es no compacta

Al caracterizar el perfil IPE y obtener que tanto el ala como el alma, son no compactas, se ratifica el cálculo realizado por el SAP 2000, respecto a la razón demanda/capacidad axial.

Caracterización del ala del perfil a flexión.

De acuerdo a la tabla 10 (caso 1), para determinar si es compacto verificamos si cumple la siguiente condición:

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_p \tag{16}$$
$$\frac{b}{tf} \leq 0,38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$
$$\frac{23}{5,2} \leq 0,38 \sqrt{\frac{20389 \frac{kg}{mm^2}}{25,31 \frac{kg}{mm^2}}}$$
$$4,42 \leq 10,78$$

Se determinó que la sección es compacta

De acuerdo a la tabla 10 (caso 9), para determinar si es compacto verificamos si cumple la siguiente condición:

$$\frac{hw}{tw} \leq 3,76 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \tag{17}$$
$$\frac{59}{3,8} \leq 3,76 \sqrt{\frac{20389 \frac{kg}{mm^2}}{25,31 \frac{kg}{mm^2}}}$$
$$15,52 \leq 106,71$$

La sección es compacta

Para el análisis a flexión entorno a su eje mayor aplicamos la sección F2.

La resistencia nominal de flexión M_n , debe ser el menor valor obtenido de acuerdo con los estados límite de fluencia y pandeo lateral- torsional.

Fluencia.

$$M_n = M_p = F_y \times Z_x \quad (17)$$

$$M_p = 25,31 \frac{kg}{mm^2} \times 23000 mm^3$$

$$M_p = 582130 kg \cdot mm$$

Pandeo Lateral torsional.

Para determinar el pandeo torsional tiene que cumplir una de las siguientes condiciones.

a) Cuando $L_b \leq L_p$ el estado límite de pandeo lateral torsional no aplica.

$$L_p = 1,76 r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (18)$$

$$L_p = 1,76 \times 10,5 mm \sqrt{\frac{20389 \frac{kg}{mm^2}}{25,31 \frac{kg}{mm^2}}}$$

$$L_p = 524,5 mm$$

$$L_b = 846 mm$$

$$846 mm \leq 524,5 mm$$

Condición que no cumple

b) Cuando $L_p \leq L_b \leq L_r$ se debe calcular M_n según la ecuación F2-2 de ISC 360-05

$$r_{ts}^2 = \frac{I_y \times h_o}{2 S_x} \quad (19)$$

$$r_{ts}^2 = \sqrt{\frac{8,49 cm^4 \times 7,48 cm^6}{2 \times 20 cm^3}}$$

$$r_{ts} = 1,26 cm$$

$$L_r = 1,95 r_{ts} \frac{E}{0,7 F_y} \sqrt{\frac{J_c}{S_x h_o} + \sqrt{\left(\frac{J_c}{S_x h_o}\right)^2 + 6,76 \left(\frac{0,7 F_y}{E}\right)^2}} \quad (20)$$

$$Lr = 1,95 \times 12,6 \text{ cm} \times \frac{20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{0,72531 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}} \sqrt{\frac{5590 \text{ mm}^4 \times 1}{20000 \text{ mm}^3 \times 74,8 \text{ mm}} + \sqrt{\left(\frac{5590 \text{ mm}^4 \times 1}{20000 \text{ mm}^3 \times 74,8 \text{ mm}}\right)^2 + 6,76 \left(\frac{0,72531 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{20389 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}\right)^2}}$$

$$Lr = 2544 \text{ mm}$$

$$524,5 \text{ mm} \leq 846 \text{ mm} \leq 2544 \text{ mm}$$

Condición que cumple

Dónde:

$J = \text{módulo de torsión}$

$c = 1$ para secciones de simetría doble

$S_x = \text{módulo elástico}$

Al cumplir la condición aplicamos la ecuación (F2-2) de la AISC 360

$$Mn = Cb \left[Mp - (Mp - 0,7 Fy Sx) \left(\frac{Lb - Lp}{Lr - Lp} \right) \right] \quad (21)$$

$$Mn = 2,14 \left[582130 \text{ kg} \cdot \text{mm} - (582130 \text{ kg} \cdot \text{mm} - 0,72531 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} 3690 \text{ mm}^3) \left(\frac{846 \text{ cm} - 524,5 \text{ cm}}{2540 \text{ cm} - 524,5 \text{ cm}} \right) \right]$$

$$Mn = 1086004,4 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Dónde:

$Cb = 2,14$ tomado del SAP de la figura 52

Para el análisis entorno a su eje menor aplicamos la sección F6 del AISC 360

Límite de fluencia

$$Mn = Fy \times Zy \quad (22)$$

$$Mp = 25,31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 6000 \text{ mm}^3$$

$$Mp = 151860 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Para pandeo local del ala, no aplica el estado límite de pandeo local, por ser sus alas compactas.

Verificamos el diseño para solicitaciones combinadas, utilizamos la sección H1-1, que verifica a los elementos con simetría simple y doble, solicitados a flexión y a carga axial.

a) Cuándo la razón :

$$\frac{Pr}{Pc} \geq 0,2 \quad (23)$$

$$\frac{19,20}{12156,1} \geq 0,2$$

$$0,00159 \geq 0,2$$

Condición que no cumple

b) Cuándo la razón :

$$\frac{Pr}{Pc} < 0,2 \quad (24)$$

$$\frac{19,20}{12156,1} < 0,2$$

$$0,00159 < 0,2$$

La condición cumple

Aplicamos.

$$\frac{Pr}{2 Pc} + \left(\frac{M_{rx}}{M_{cx}} + \frac{M_{ry}}{M_{cy}} \right) \leq 1 \quad (24)$$

$$\frac{19,20 \text{ kg}}{2 \times 12156,1 \text{ kg}} + \left(\frac{449128,16 \text{ kg mm}}{1086004,4 \text{ kg mm}} + \frac{498,626 \text{ kg mm}}{151860 \text{ kg mm}} \right) \leq 1$$

$$0,42 \leq 1$$

Verificamos que el perfil cumple las solicitaciones de carga axial y a flexión.

Análisis de la deformación del perfil. Para efectuarse el análisis de la deformación de la viga, se toma el criterio de no sobrepasar la relación $L/1000$, tomada como referencia de la AASHTO para deformaciones con este tipo de cargas.

El elemento sometido a fuerza cortante $V_2=VY$, y a un momento flector máximo sobre el eje $M_3=Mx$, se observa en la figura 35:

$$\delta_{calculdo} = 0,004996 \text{ m}$$

De la relación se obtiene el $\delta_{permisible}$:

$$\delta_{permisible} = \frac{L}{1000} \tag{25}$$

$$\delta_{permisible} = \frac{0,84600}{1000}$$

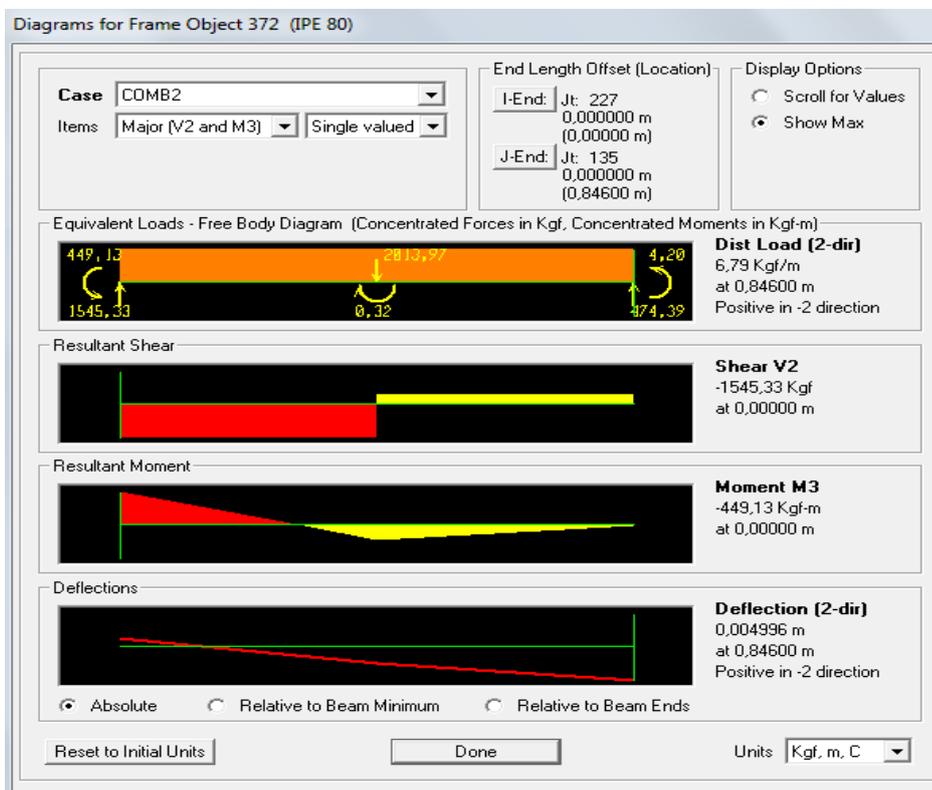
$$\delta_{permisible} = 0,000846 \text{ m}$$

Como:

$$\delta_{calculdo} = 0,004996 < \delta_{permisible} = 0,000846 \text{ m}$$

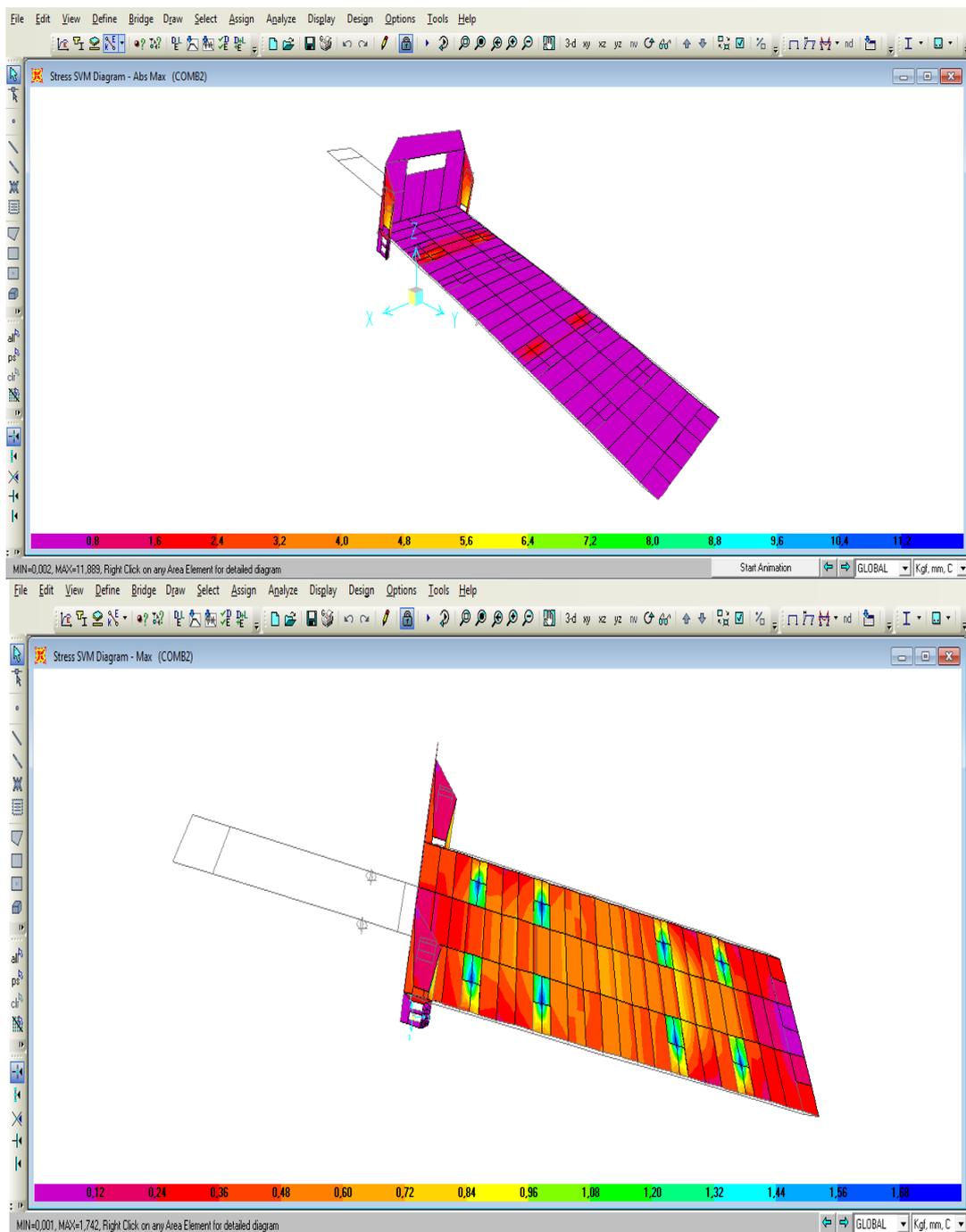
El diseño está correcto.

Figura 51. Resultados de la deformación del perfil IPE 80



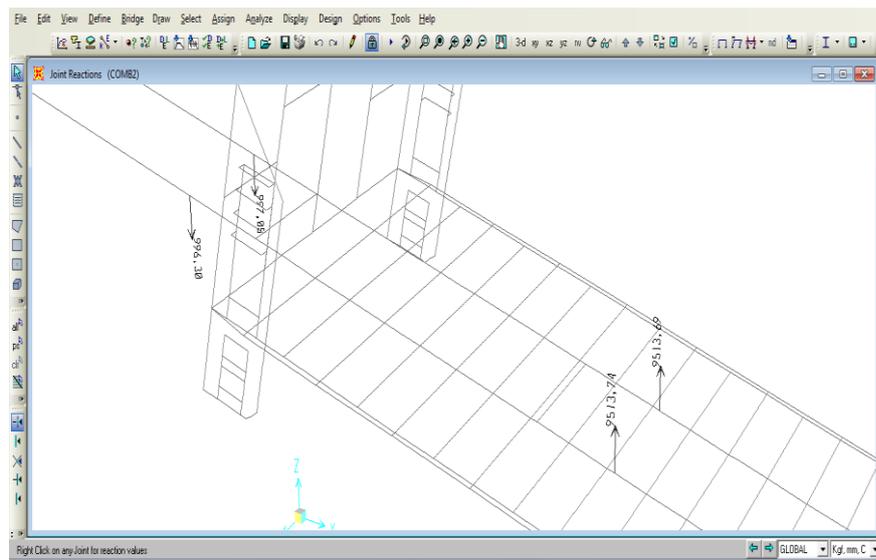
3.3.6.5 Selección de las planchas antideslizante. Para la selección de las planchas verificamos según el criterio Von Mises Hecky, la seccion que mayor demanda tiene en la figura, alcanza un esfuerzo 11.889 kg/mm², el esfuerzo admisible del acero A-36 es de 25,31 kg/mm², resultando un coeficiente de seguridad de 2,1 lo cual significa que resistirá las condiciones de carga.

Figura 52. Deformación de las planchas de la plataforma autocargables sometidos a la cargas de los montacargas y tractor



3.3.6.7 Diseño del soporte de giro de la plataforma. En la figura se muestra las reacciones obtenidas en el SAP 2000 en su posición inclinada, que nos sirven para el diseño de los ejes de giro, que permiten la unión del bastidor de la plataforma y el chasis del camión, además permite el giro de los 14° respecto al chasis del camión.

Figura 53. Reacciones en los ejes de giro



La reacción que se obtiene es 9513,74 kg que nos sirve para determinar el eje y el porta eje del soporte de giro, para ello se utilizó las teorías de falla del diseño mecánico.

Según Von Mises Hencky

$$\sqrt{\sigma_x + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (25)$$

Dónde:

σ_x = esfuerzo axial.

τ_{xy} = esfuerzo cortante.

S_y = resistencia de fluencia.

n = coeficiente de seguridad.

$$\tau_{Corte} = \frac{V}{A} \quad (26)$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (27)$$

Dónde:

$V = \text{fuerza cortante}$

$A = \text{área}$

$d = \text{diámetro eje}$

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{V}{A} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{V}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{S_y}{n}$$

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} n V}{\pi S_y}}$$

Para la determinación del diámetro utilizamos el acero AISI 1015 acero de medio carbono con un resistencia de fluencia de $S_y = 31,98 \frac{kg}{mm^2}$, el factor de seguridad se toma $n=7$ por ser el elemento que mayor carga soporta.(FAIRES, 1971)

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} \times 6 \times 9513,74 \text{ kg}}{\pi \times 31,98 \frac{kg}{mm^2}}}$$

$$d = 62,74 \text{ mm}$$

El diámetro comercial es de 70 mm

Para el diseño del soporte de los ejes de giro, que relaciona la plataforma autocargable y el chasis del camión, se utiliza el programa de elementos finitos Solidworks.

En la figura siguiente se observa, la aplicación de las cargas con una fuerza de 9513,74 kg en cada eje, como se aprecia al analizar el conjunto de giro se tiene un coeficiente de seguridad de 5 lo que indica que el diseño es aceptable.

Figura 54. Modelación del conjunto de giro de la plataforma

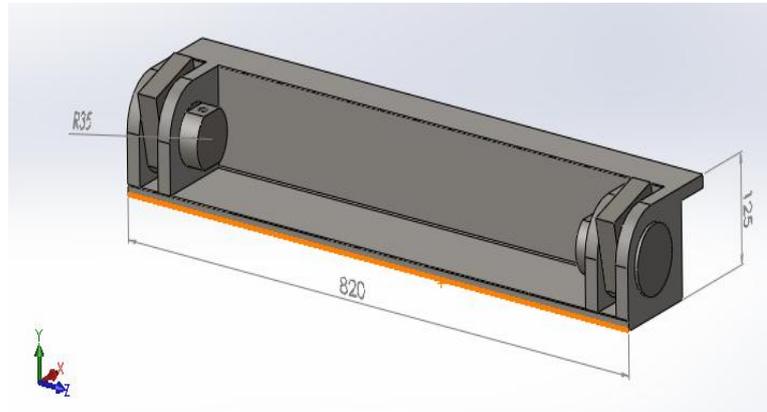


Figura 55. Asignación de cargas y restricciones del conjunto de giro de la plataforma

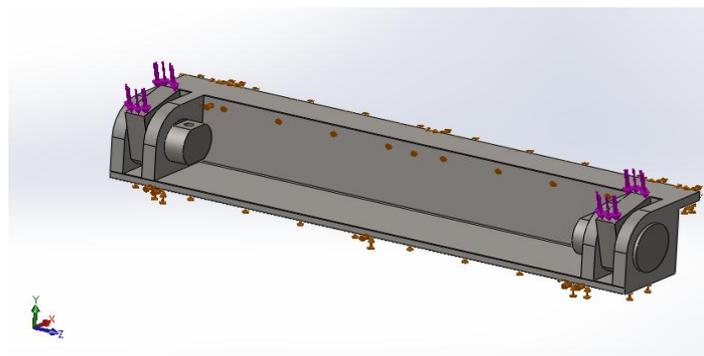
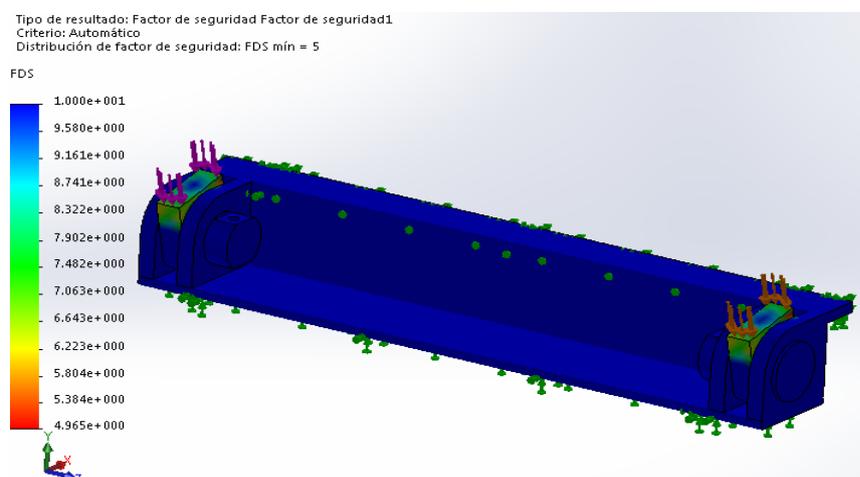


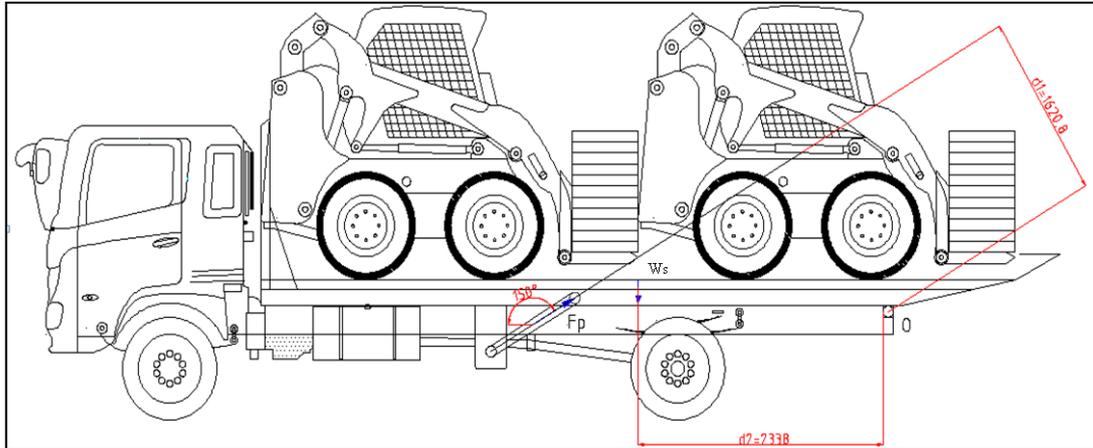
Figura 56. Resultados del análisis del conjunto de giro (Factor de seguridad)



En vista que el factor de seguridad es de 5 se concluye que el diseño esta correcto.

3.3.6.8 *Diseño de los soportes y ejes para los cilindros de elevación de la plataforma autocargable.* Para el diseño consideramos un análisis de fuerzas, de manera que permita la elevación de la plataforma

Figura 57. Fuerza de elevación



Se determinó el peso máximo del sistema, al sumar la carga viva más la carga muerta que es el peso de la plataforma como se presenta:

$$\begin{aligned}
 W_s &= L_m + D \\
 W_s &= 8613 \text{ kg} + 2868,6 \text{ kg} \\
 W_s &= 11481,6 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dónde:

$W_s =$ *Peso del sistema*

$L_m =$ *Carga viva montacargas*

$$\begin{aligned}
 \sum M_o &= 0 \\
 -F_p x d_1 + W_s x d_2 &= 0 \\
 F_p x &= \frac{W_s x d_2}{d_1} \\
 F_p &= \frac{11481,6 \text{ kg} x 2338 \text{ mm}}{1620,8 \text{ mm}} \\
 F_p &= 16562,2 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dónde:

F_p = fuerza de elevación

d_1 = distancia perpendicular a la fuerza F_p

d_2 = distancia perpendicular al peso del sistema

La fuerza necesaria para elevar la plataforma es de 16562,2 kg.

3.3.6.8 *Diseño de los ejes y los soportes del cilindro de elevación de la plataforma.*

Los soportes cumplen la función de conexión entre el chasis del camión y el cilindro actuante, para la elevación de la plataforma autocargable, utilizando las teorías de Von Mises Hencky se obtiene el diámetro del eje, para el diseño de los soportes se utiliza el programa de elementos finitos solidworks.

Para el diseño del eje utilizamos un acero AISI 4340 que tiene un esfuerzo de fluencia S_y de $63,98 \frac{kg}{mm^2}$. (FAIRES, 1971)

Para conseguir la fuerza de 16562,2 kg para elevar la plataforma utilizamos 2 cilindros, la fuerza actuante en cada cilindro es 8281,1kg.

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} n V}{\pi S_y}}$$
$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} \times 2 \times 8281,1 \text{ kg}}{\pi \times 63,98 \frac{kg}{mm^2}}}$$
$$d = 23,89mm$$

El diámetro del cilindro seleccionado es de 1,265 in correspondiente a 32,131 mm el mismo que es superior al diseñado y se tomará para el diseño.

Para el diseño de los soportes del cilindro de elevación, se modela en el programa de diseño solidworks y se procede al estudio como se aprecia en las figuras, el material utilizado es el acero A-36, las cargas aplicada es de 8281,1 kg en cada soporte.

Figura 58. Modelación de los soportes para el cilindro de elevación

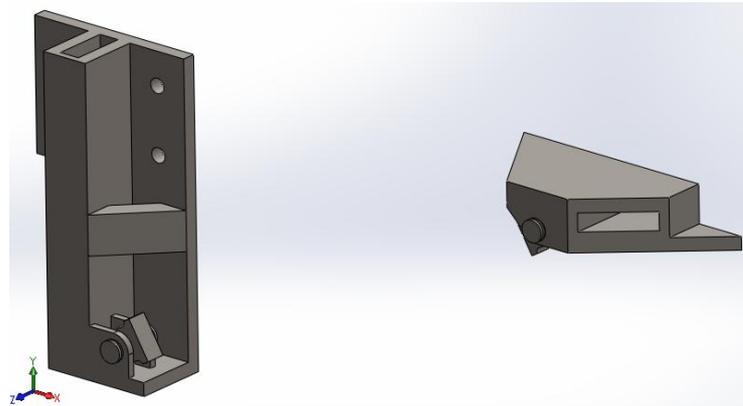


Figura 59. Asignación de fuerzas para el soporte para el cilindro de elevación

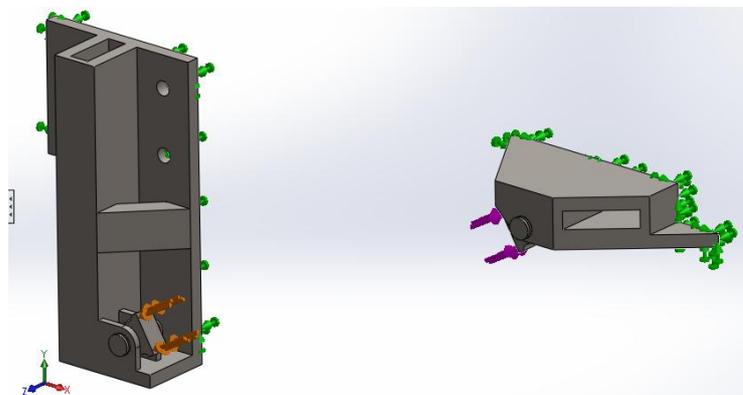
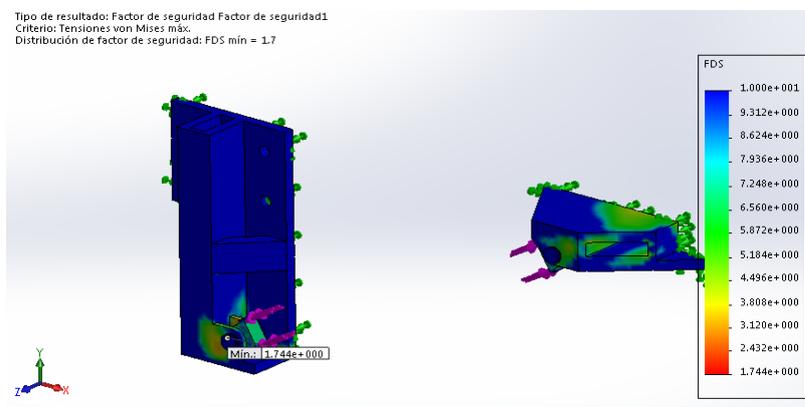


Figura 60. Resultado del análisis del soporte para el cilindro de elevación (Factor de seguridad)



Como se muestra en la figura 60 según el criterio de Von Mises, el factor de seguridad es de 1,7 indicando que el diseño es aceptable.

El elemento anterior será ensamblado al chasis por medio, de juntas roscadas que se seleccionaran por corte con la siguiente ecuación.

$$\tau_{xy} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{S_y}{n}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V}{A}$$

$$\frac{V}{A} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{S_y}{n}$$

$$A = \frac{V \sqrt{3}}{S_y N_p}$$

$$A = \frac{8281,1 \sqrt{3} \cdot 2}{2531,12 \frac{kg}{cm^2} \cdot 4}$$

$$A = 2.83 \text{ cm}^2$$

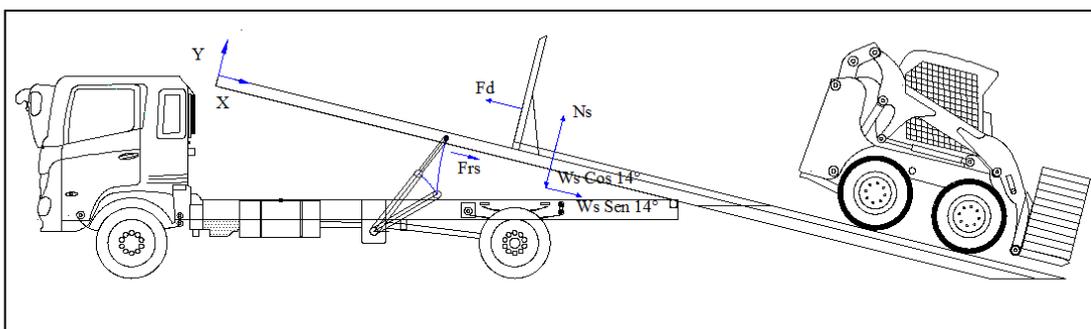
Dónde:

$N_p = \text{Número de pernos}$

Con el área encontrada, seleccionamos un perno 7/8 x 2-9 UNC-SAE 5

3.3.6.10 *Diseño de los ejes y de los soportes para el cilindro de deslizamiento.* Para el diseño de los soportes determinamos la fuerza que se produce, al deslirse la plataforma autocargable, con su carga predominante al transportar los montacargas.

Figura 61. Diagrama fuerzas guía corredera



Expresiones para el equilibrio estático.

$$\sum x = 0$$

$$-Fd + Ws \times \text{sen}(14) + Frs = 0$$

$$Fd = Ws \times \text{sen}(14) + Frs$$

Dónde:

Fd = fuerza de deslizamiento

Ws = peso del sistema

Frs = fuerza de rozamiento del sistema

$$\sum y = 0$$

$$Ns - Ws \times \text{cos}(14) = 0$$

$$N = Ws \times \text{cos}(14)$$

$$Frs = \mu_e Ns$$

$$Frs = \mu_e \times Ws \times \text{cos}(14)$$

Dónde:

Ns = fuerza normal sistema

Frs = fuerza de fricción sistema

μ_e = coeficiente de fricción estático

Tabla 11. Coeficiente estático y cinético

Coeficiente de rozamiento estático y cinético		
cinético		
Materiales en contacto	μ_e	μ_d
Acero -Acero	0,15	0,09

Fuente: EL FÍSICO LOCO, 2013

La fuerza de fricción es requerida para encontrar, la fuerza de empuje del cilindro que desliza la plataforma.

$$fr = \mu e Ws \times \cos(14)$$

$$fr = 0,15 \times 11481,6 \text{ kg} \times \cos(14)$$

$$fr = 1671,1 \text{ kg}$$

$$F = Ws \times \sin(14) + fr$$

$$F = 11481,6 \text{ kg} \times \sin(14) + 1671,1 \text{ kg}$$

$$F = 4448,75 \text{ kg}$$

La fuerza de 4448,75 kg es la que tiene que superar para poder deslizar la plataforma.

Para el diseño del eje utilizamos un acero AISI 1045.

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} n V}{\pi S_y}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3} \times 2 \times 4448,75 \text{ kg}}{\pi \times 31,98 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}}$$

$$d = 24,77 \text{ mm}$$

El diámetro de la base del cilindro de deslizamiento es 1,265 pulgadas que corresponde a 32,13 milímetros, que es superior al de diseño, por lo que asume este diámetro.

Para el diseño de los soportes utilizamos el programa de elementos finitos solidworks, para modelar y simular la aplicación de fuerzas.

Figura 62. Modelación de los soportes para el cilindro de elevación

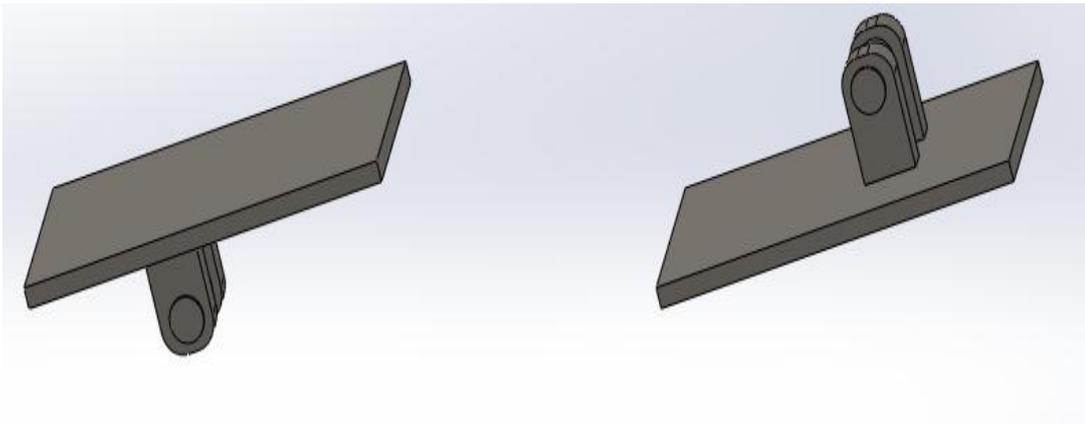


Figura 63. Asignación de fuerzas en los soportes para el cilindro de elevación

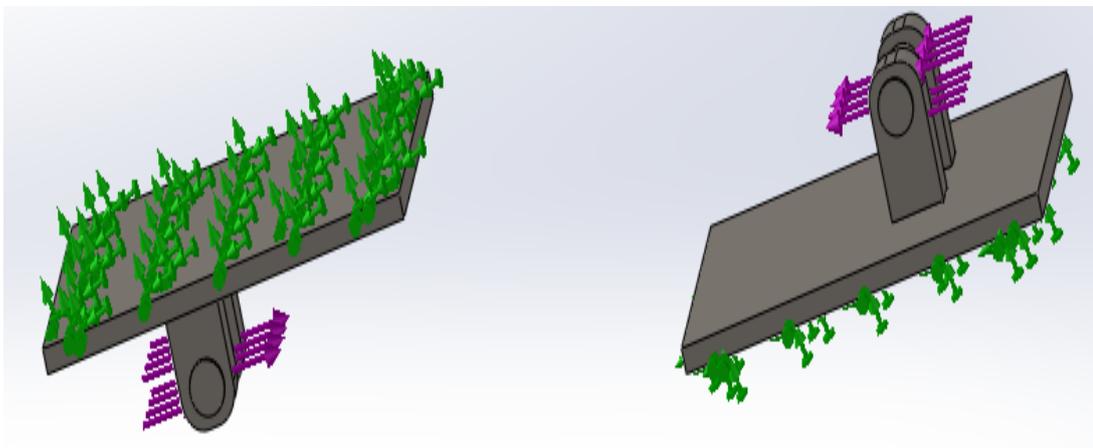
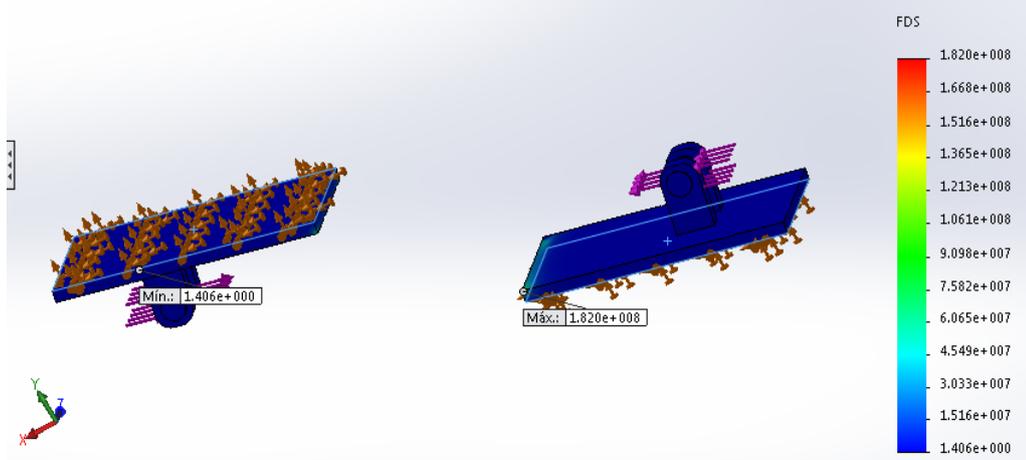


Figura 64. Modelación y análisis de los soportes para el cilindro de elevación

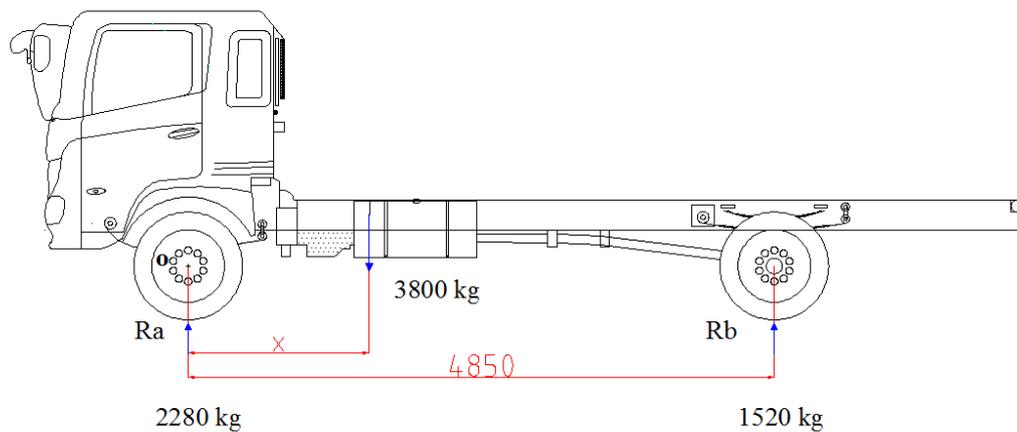
Nombre de modelo: Ensamblaje111
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.4



3.3.6.11 *Diseño del sistema estabilizador.* Con el objetivo de evitar la elevación del eje delantero del camión, realizamos una simulación en el software SAP2000.

Determinación de la ubicación del centro de gravedad del camión HINO GD8JLSA. Del catálogo (ANEXO C) el peso promedio del chasis es de 3800 kg con distribución del 60% en el eje delantero y el 40 % en el eje posterior.

Figura 65. Determinación del centro de gravedad camión HINO GD8JLSA



$$\sum M_o = 0$$

$$R_b \times 4850 \text{ mm} - R_b \times 4850 \text{ mm} = 0$$

$$(3800 \times 0.40) \text{ kg} \times 4850 \text{ mm} - 3800 \text{ kg} \times X = 0$$

$$X = 1940 \text{ m}$$

Dónde:

R_a = Reacción ruedas delanteras

R_b = Reacción ruedas posteriores

Con el centro de gravedad ubicamos las cargas vivas.

Figura 66 .Ubicación de las cargas para la estabilidad de la plataforma

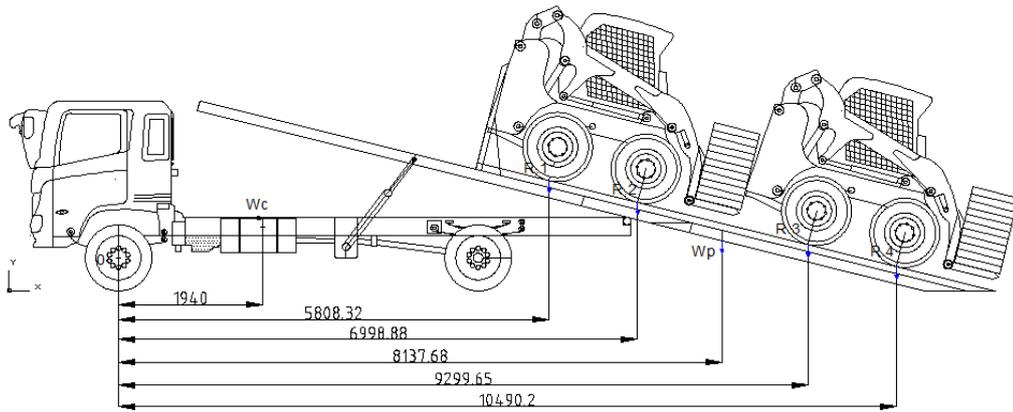


Figura 67. Fuerzas aplicadas en la simulación del SAP 2000 para verificar la estabilidad de la plataforma autocargable

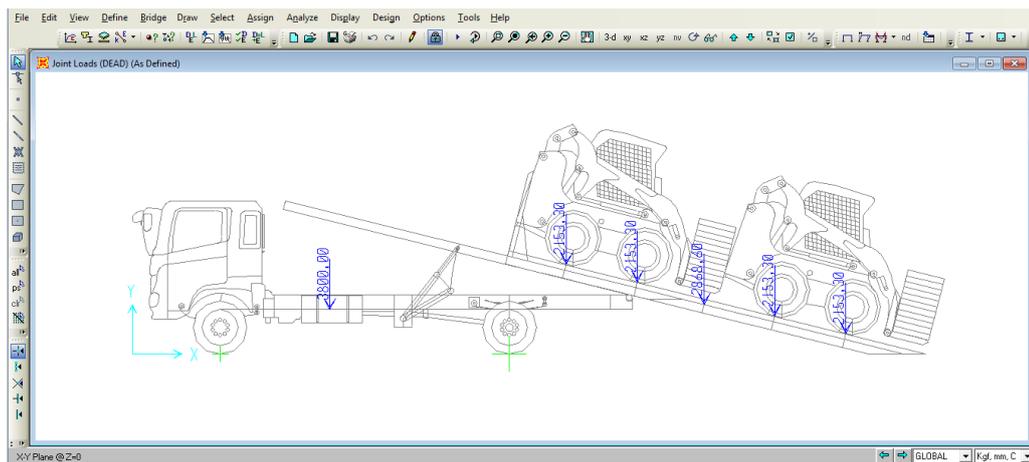
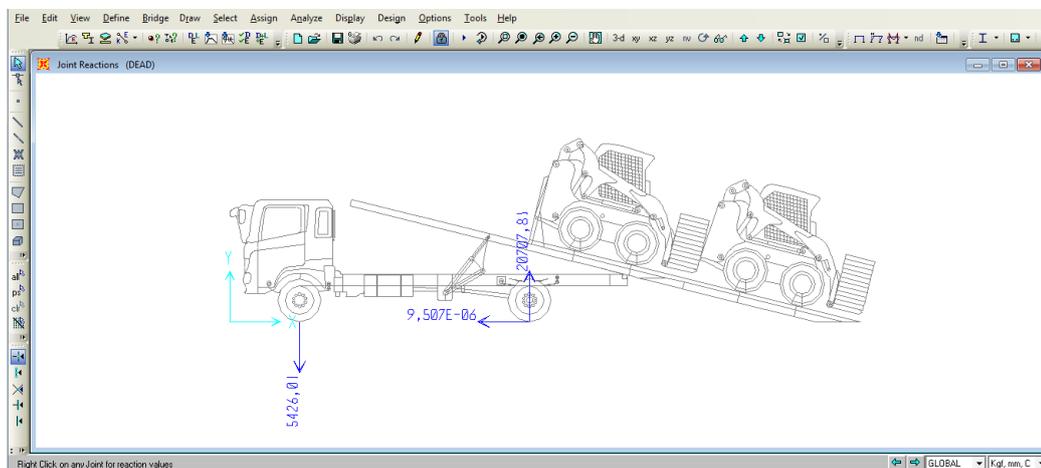


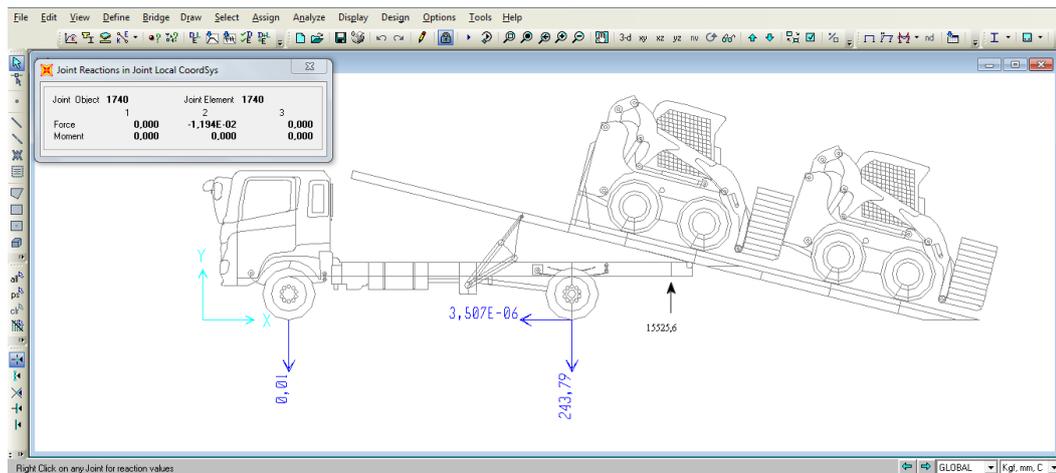
Figura 68.Reacciones en el eje delantero del camión.



En la figura 68 se aprecia para que no exista elevación del eje delantero, necesitamos una fuerza de -5334,1 kg en el eje delantero.

Para obtener un equilibrio estático del sistema reemplazamos por una fuerza de 15525,6 kg, ubicada en el extremo derecho del chasis del camión, a una distancia a 1700mm del eje posterior.

Figura 69. Solución de la estabilidad del sistema autocargable



El diseño del porta cilindros se lo modelo en el programa SOLIDWORKS, para luego aplicar las cargas de 7762,8 kg en cada cilindro, de tal manera que proporcionen el equilibrio de la plataforma autocargable en sus posiciones críticas de carga.

Figura 70. Modelación del porta cilindro para la estabilidad sistema autocargable

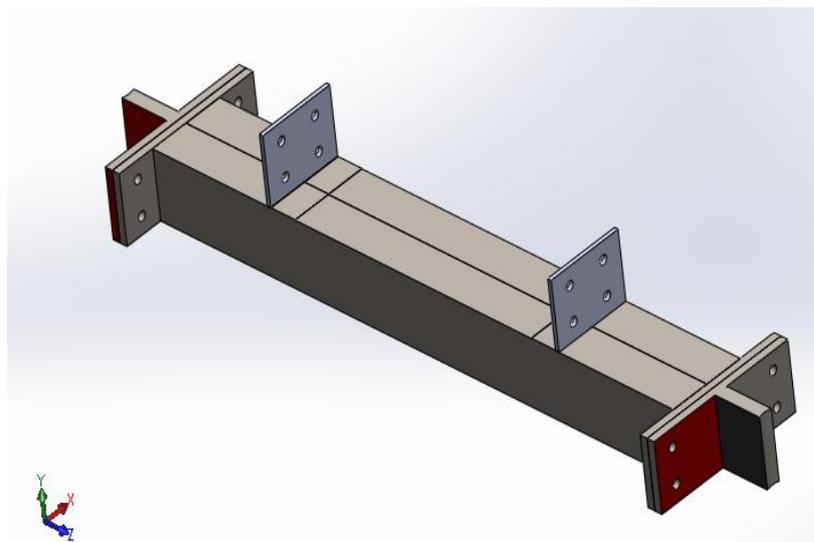


Figura 71. Asignación de cargas en el porta cilindro para la estabilidad del sistema autocargable

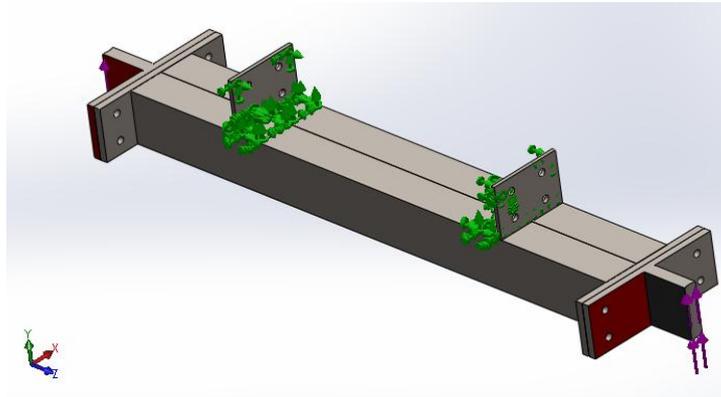
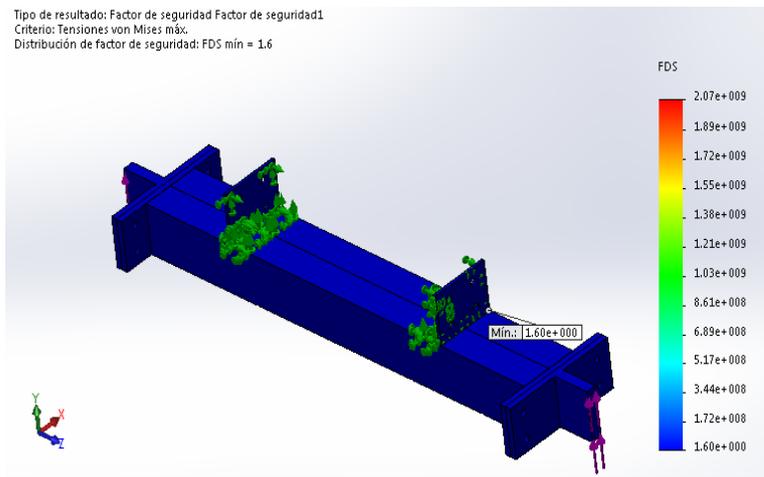


Figura 72. Resultado del análisis del porta cilindro para la estabilidad del sistema autocargable (Factor de seguridad)



Como se aprecia en la figura el coeficiente es mayor que uno lo que acepta el diseño al soportar las cargas establecidas de 7762,8 kg en cada extremo.

Las juntas roscadas que se utilizaran para el ensamble entre el cilindro hidráulico y el soporte estabilizador se indican a continuación.

$$A = \frac{V \sqrt{3} n}{S_y N_p}$$

$$A = \frac{7762,8 \text{ Kg} \sqrt{3} 2.5}{2531.12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} 4}$$

$$A = 2.65 \text{ cm}^2$$

Con el área encontrada seleccionamos el perno 7/8 x 2- 9 UNC-SAE 5.

Para la unión de los elementos de la plataforma y el ensamble de los elementos con la aplicación de calor y el uso de material de aporte, siguiendo los procedimientos precalificados establecidos por la AWS D1.1, que contiene los mínimos requisitos para el diseño, fabricación y montaje de las estructuras de acero.

En los planos que se anexan para el montaje y desarrollo de los diferentes elementos, se recomienda utilizar el proceso SMAW con electrodo E7018.

3.4 *Diseño del sistema eléctrico*

El sistema eléctrico se necesita para:

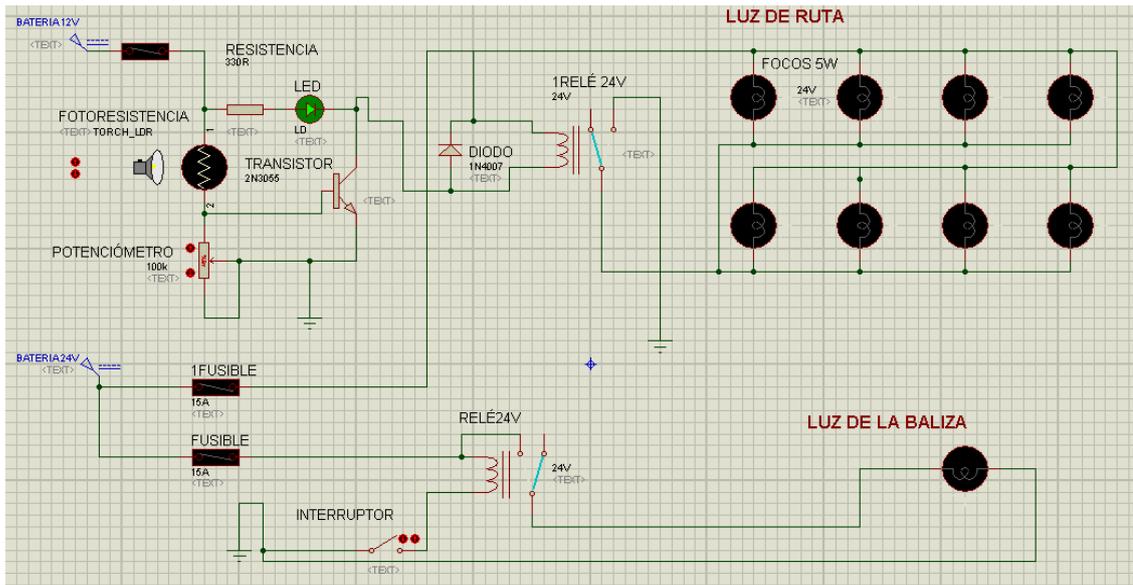
- Luces indicadoras de ruta
- Luces de la baliza

Prestaciones exigidas por la Agencia Nacional de Transito exigidas para este tipo de transporte.

Para el diseño se ha utilizado el programa Proteus 7 Professional, que nos permite simular la realidad de la implementación de los circuitos; para el funcionamiento la energía será tomada de la batería del vehículo que nos proporciona 24V y 12V.

El sistema eléctrico para las luces de ruta y las luces de la baliza, inician con la activación del interruptor principal, el funcionamiento durante el día se aprecia en la figura siguiente, como se nota las luces de los dos sistemas se encuentra apagadas, las luces de ruta controladas por una fotoresistencia y el circuito de la baliza por un interruptor.

Figura 73. Funcionamiento del sistema eléctrico durante el día



El funcionamiento del sistema eléctrico en la noche, como se indica en la figura 66, activa automáticamente las luces de ruta al ser, en el caso de trasportar las maquinas el operador activara el circuito con el interruptor y las luces de la baliza se prenderán, con ello aseguramos la visibilidad de la plataforma en las noches.

Figura 74. Funcionamiento del sistema eléctrico durante la noche

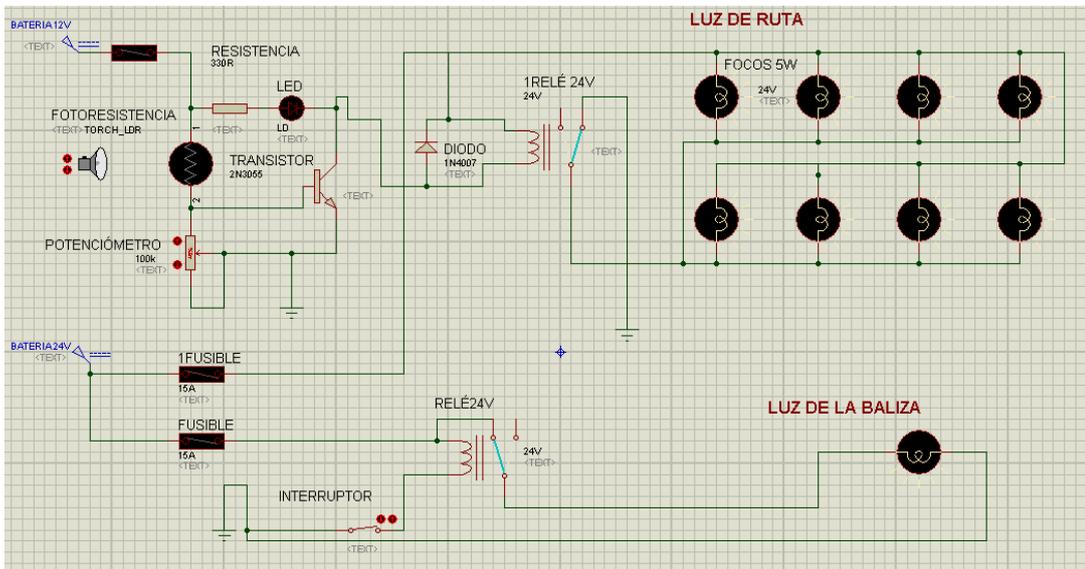


Tabla 12. Componentes del sistema eléctrico

Componentes del sistema eléctrico	
Luz de ruta	
2	Fusible de 15 A
2	Porta fusibles
1	Fotoresistencia 20KOhm
1	Potenciómetro 100K Ohm
1	Resistencia 330R
1	Transistor 2N3055
1	LED 4V
1	Diodo 1N4007
1	Relé 24V
8	Focos 5W
20 m	Conductor TW AWG 14
1	Malacate D
Luz de la baliza	
1	Fusible de 15 A
1	Porta fusibles
1	Relé 24V
1	Interruptor unipolar ON-OFF
1	Luz baliza 24V
8m	Conductor TW AWG 14

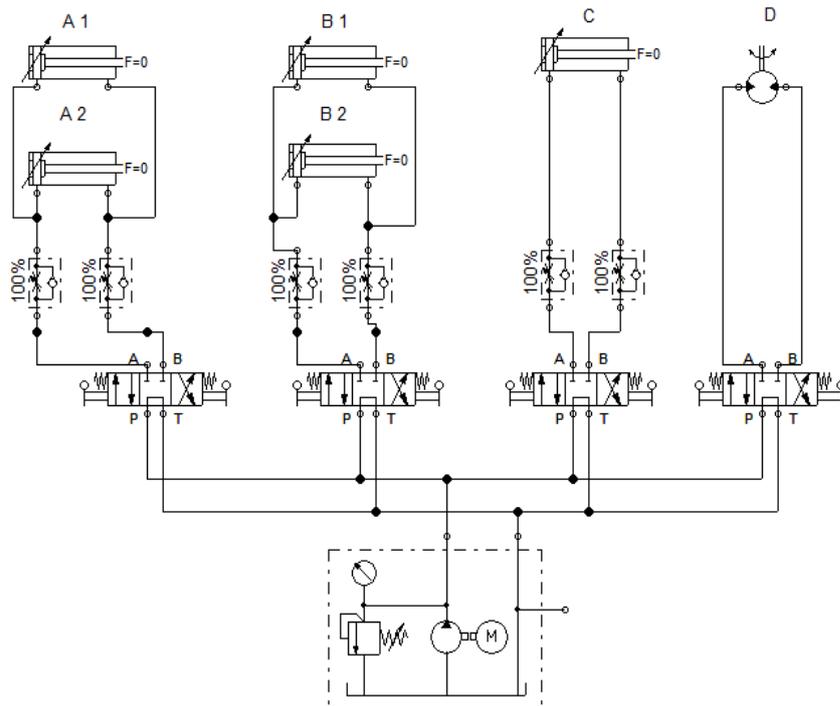
3.5 Selección del sistema oleohidráulico

El sistema oleohidráulico es irremplazable por su gran ventaja mecánica, se encuentra relacionado con la estabilidad de la plataforma, la elevación, el deslizamiento, y el arrastre de los automotores o equipos por medio del malacate.

Tabla 13. Operaciones del sistema oleohidráulico

Operaciones del sistema oleohidráulico	
Cilindro A1,-A1	Estabilización de la plataforma autocargable
Cilindro A2, -A2	
Cilindro B1, -B1	Elevación de la plataforma autocargable
Cilindro B2, -B2	
Cilindro C1, -C1	Deslizamiento de la plataforma autocargable
Malacate D	Arrastre de la maquinaria

Figura 75. Operaciones del sistema oleohidráulico



En la figura 75 se muestra el circuito, que cumple con las operaciones de trabajo y que contiene los siguientes elementos.

Tabla 14 Componentes hidráulicos de la plataforma autocargable

Cantidad	Componente
1	Toma de fuerzas
1	Bomba hidráulica
1	Reservorio
1	Filtro
1	Válvula de alivio
1	Manómetro
1	Válvulas distribuidoras 4x3
4	Válvulas reguladoras de caudal
2	Cilindros estabilizadores A1, A2
2	Cilindros de elevación B1,B2
1	Cilindro deslizamiento plataforma C
1	Malacate D

El circuito hidráulico inicia con la transmisión de la energía motriz por medio de la caja de cambios, la misma que transmite el movimiento a la toma de fuerzas, este es accionado por medio de un mando neumático.

El toma de fuerza transmite el movimiento a la bomba, que succiona el fluido del reservorio luego de ser filtrado, la energía oleohidráulica generada por la bomba, circula por las válvulas de distribución que incorpora una válvula de alivio para proteger al sistema por sobrepresiones, acciona los actuadores y descarga al reservorio.

Las fuerzas que tiene que vencer los cilindros para la elevación, el deslizamiento y estabilizar la plataforma autocargable se toma del análisis de fuerzas respectivo, se impone una presión de trabajo de acuerdo a recomendaciones.

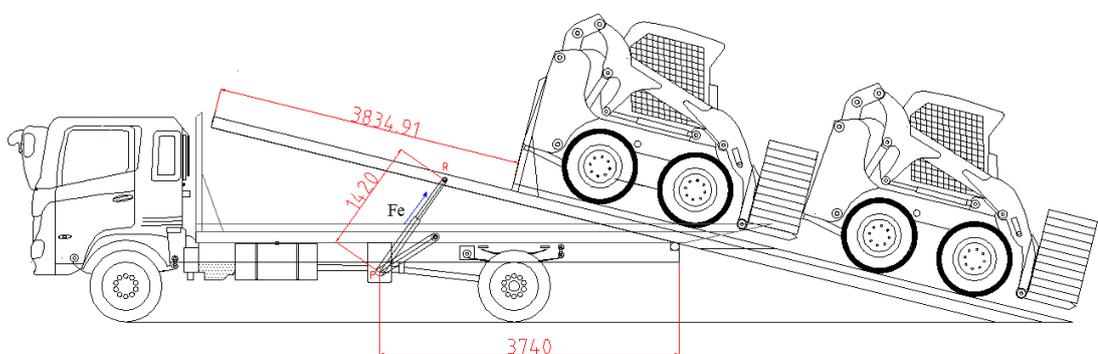
Tabla 15. Presiones usuales de servicios para equipos hidráulicos

Campos de aplicación	Subdivisión de campos de aplicación en mercados individuales	Sistemas hidráulicos	Rango de la presión de servicio [bar]
Hidráulica para el sector móvil	Técnicas de agricultura	Tractores, segadoras-trituradoras, cosechadoras.	Hasta 100
	Hidráulica sector móvil	Sistemas de grúas, elevadoras, niveladoras. Excavadoras, máquinas para túneles.	160 hasta 250 350 hasta 420

Fuente: SCRIB, 2015

3.5.1 Selección de los cilindros de elevación. La fuerza para la elevación de la plataforma como puede verse en la figura es de 16562.2 kg, al considerarse dos cilindros, la fuerza de empuje en cada cilindro es 8281,1 kg, se asume una presión del sistema de 170 bar.

Figura 76. Fuerza de empuje de la plataforma autocargable



$$F_e = 8281,1 \text{ kg} = 81237,59 \text{ N}$$

$$P_s = 170 \text{ bar} = 17236900 \text{ Pa}$$

Dónde:

F_e = Fuerza de elevación

P_s = Presión del sistema

$$P_s = \frac{F_e}{A} \quad (28)$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_c^2$$

Dónde:

A = Área del cilindro

D_c = Diámetro cilindro

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times F_e}{\pi \times P_s}}$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \times 81237,59 \text{ N}}{\pi \times 17236900 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$D_c = 7,74 \times 10^{-2} \text{ m} = 3.05 \text{ in}$$

Del catálogo PRINCE (ANEXO G) seleccionamos el cilindro en función del diámetro del cilindro y la longitud de expansión que es de 1420 mm.

Tabla 16. Características del cilindro de elevación

Cilindro de elevación		
Código	PCM-5548	PCM-5548
Presión de operación	2500 PSI	172,39 bar
Diámetro interior de la camisa	3 1/2 in	88,9 mm
Diámetro del vástago	1 1/2 in	38,1 mm
Carrera	48 in	1219,2 mm
Longitud expandida	56 in	1422 mm
Configuración de montaje	Tubo transversal	Tubo transversal

Verificamos la fuerza que ejerce el cilindro para elevar la plataforma.

$$F_c = P \times A$$

$$F_c = P \times \frac{\pi}{4} D_{cs}^2$$

Dónde:

F_c = Fuerza que ejerce el cilindro

D_{cs} = Diámetro del cilindro seleccionado

$$F_c = 17236900 \frac{N}{m^2} \times \frac{\pi \times (8,89 \times 10^{-2} m)^2}{4}$$

$$F_c = 106992,31 N$$

Con la expresión de Euler verificamos si no existe pandeo en el cilindro.

$$F_p = \frac{\pi^2 E I}{L_p^2 C_s} \quad (29)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{4} \quad (30)$$

$$F_p = \frac{\pi^3 E d^4}{L_p^2 C_s^4} \quad (31)$$

Dónde:

F_p = carga axial de pandeo	N
E = módulo de elasticidad del vástago	N/m ²
d = diámetro del vástago	m
I = momento de inercia de la sección del vástago en	m ⁴
L_p = longitud de pandeo	m
C_s = coeficiente de seguridad	

$$F_p = \frac{\pi^3 E d^4}{L_p^2 C_s^4}$$
$$F_p = \frac{\pi^3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2} (3,81 \times 10^{-2} m)^4}{(1,219 \times m)^2 \cdot 3 \cdot 4}$$
$$F_p = 1087718,72 N$$

Para que no exista pandeo debe cumplir la siguiente expresión:

$$F_p \geq F_e$$
$$1087718,72 N \geq 81237,59 N$$

Como se aprecia el cilindro está correctamente seleccionado.

3.5.2 Selección de los cilindros de deslizamiento. Debido a la longitud de expansión que es de 3834,91 mm seleccionamos un cilindro telescópico multietapas por su carrera extensa, la fuerza que tendrá que generar el cilindro es de 4448,75 kg para poder deslizar la plataforma cuando se encuentre con la aplicación de las cargas,

$$Fd = 4448,75 kg = 43642,24 N$$

Dónde:

Fd = Fuerza de deslizamiento

Para determinar el diámetro del cilindro tenemos.

$$Dc = \sqrt{\frac{4xFd}{\pi xP}}$$

$$Dc = \sqrt{\frac{4x43642,24 N}{\pi x 17236900 \frac{N}{m^2}}}$$

$$Dc = 5,67x 10^{-2}m = 2,24in$$

Diámetro comercial 2,5 pulgadas del catálogo Prince (ANEXO H) determinaremos el cilindro telescópico PMC/SAE-61 con las siguientes características ver tabla 17.

Verificamos que supere la fuerza trabajando a la presión de 2500 psi comprobamos la fuerza necesaria para mover la plataforma.

$$F = PxA$$

$$F = Px \frac{\pi}{4} D^2$$

$$F = 7236900 \frac{N}{m^2} x \frac{\pi (6,35x 10^{-2}m)^2}{4}$$

$$F = 54587,91 N$$

Tabla 17. Características del cilindro de deslizamiento

Cilindro de deslizamiento		
Código	PMC/SAE-61	PMC/SAE-61
Presión de operación	3000 psi	206,85 bar
Diámetros por etapas	4,5x3,5x2,5 in	114,3 x 88,9 x 63,5 mm
Longitud de cada etapa	(52,3x3) in	1328,42 mm
Longitud expandida	156,36 in	3971,54 mm
Configuración de montaje	Tubo transversal	Tubo transversal

Como se puede apreciar la fuerza que ejercerá el cilindro trabajando a una presión de 2500PSI generara una fuerza de 54587,91 N, que supera la fuerza 43642,24 N para que pueda deslizar la plataforma.

Verificamos que el cilindro no falle por pandeo.

$$F_p = \frac{\pi^3 E d^4}{L_p^2 C_s^4}$$

$$F_p = \frac{\pi^3 2. \times 10^{11} \frac{N}{m^2} (6,35 \times 10^{-2} m^2)^4}{(3,97 m)^2 \times 3 \times 4}$$

$$F_p = 533104,39 N$$

Para que no exista pandeo debe cumplir la siguiente expresión:

$$F_p \geq Fd$$

$$533104,39 N \geq 43642,24 N$$

El cilindro no fallara por pandeo

3.5.3 Selección de los cilindros estabilizadores. La aplicación de una fuerza 15525,6 kg para estabilizar la plataforma el instante de la carga, se obtiene, con la aplicación de 2 cilindros, con una fuerza de 7762,8 kg en cada cilindro.

$$Fes = 7762,8 kg = 76153,068 N$$

Dónde:

Fes = Fuerza de los cilindros estabilizadores

$$Dc = \sqrt{\frac{4xFes}{\pi x P}}$$

$$Dc = \sqrt{\frac{4 \times 76153,07 N}{\pi \times 17236900 \frac{N}{m^2}}}$$

$$D = 5,67 \times 10^{-2} m = 2,95 in$$

Del catálogo PRINCE (ANEXO G) para una presión de 2500 psi, un diámetro de 3 pulgadas y con una longitud de expansión de 900 mm seleccionamos el siguiente ver tabla 18.

Verificamos que supere la fuerza trabajando a la presión de 2500 psi comprobamos la fuerza necesaria para mover la plataforma.

$$F = Px \frac{\pi}{4} D^2$$

$$F = 7236900 \frac{N}{m^2} x \frac{\pi (7,62 x 10^{-2} m)^2}{4}$$

$$F = 78606,6 N$$

Tabla 18. Características de los cilindros estabilizadores

Cilindros estabilizadores		
Código	PCM-8330	PCM-8330
Presión de operación	2500 psi	172,39 bar
Diámetro interior de la camisa	3 in	76,2 mm
Diámetro del vástago	1 1/2 in	38,1 mm
Carrera	30 in	762 mm
Longitud expandida	38 in	965.2 mm
Configuración de montaje	Tubo transversal	Tubo transversal

Verificamos que el cilindro no falle por pandeo.

$$F_p = \frac{\pi^3 E d^4}{L_p^2 C_s 4}$$

$$F_p = \frac{\pi^3 2. x 10^{11} \frac{N}{m^2} (7,62 x 10^{-2} m)^4}{(0,762 m)^2 x 3 x 4}$$

$$F_p = 30006014,19 N$$

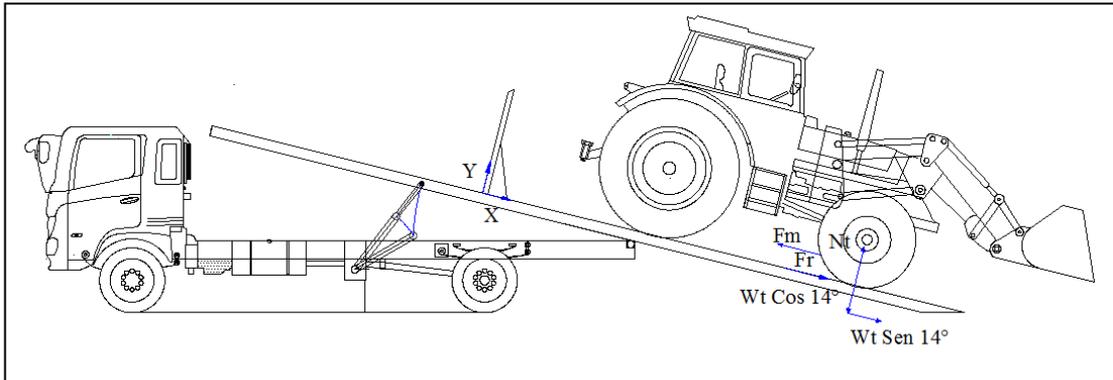
Para que no exista pandeo debe cumplir la siguiente expresión:

$$F_p \geq F_d$$

$$30006014,19 \text{ N} \geq 76153,068 \text{ N}$$

3.5.4 Selección del malacate. Para la selección del malacate determinamos la fuerza que debe superar para subir los equipos en la posición inclinada.

Figura 77. Fuerza para el arrastre del tractor.



Del diagrama se tienen las expresiones del equilibrio, para el arrastre del tractor por ser el peso máximo, que deberá subir a la plataforma autocargable.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_m = W_t \sin(14) + F_r$$

Dónde:

F_m = fuerza del malacate

W_t = peso del tractor

$$\sum F_y = 0$$

$$N_t - W_t \cos(14) = 0$$

$$N_t - m g \cos(14) = 0$$

$$N_t = m g \cos(14)$$

Dónde:

F_r = fuerza de fricción

μe = coeficiente estático de fricción

N = normal del tractor

$$Fr = \mu e x N = 0$$

$$Fr = \mu e m g \cos(14)$$

$$Fr = 0,3 x 7249 kg x \cos(14)$$

$$Fr = 2110,102 kg$$

$$Fm = m g t x \sin(14) + Fr$$

$$Fm = 7249 kg x \sin(14) + 2110,102 kg$$

$$Fm = 3863,8 kg$$

Seleccionamos el malacate OMFB EPH 4500 tiene una capacidad de arrastre de 4500 kg superando la fuerza de arrastre de los equipos que es 3863,8 kg como puede apreciarse en el catalogo ANEXO I.

Tabla 19. Malacate hidráulico OMFB EPH 450

Malacate hidráulico	
Marca	OMDF
Código	EPH 4500-137-006-12230
Fluido	Aceite H 68
Accionamiento	Accionamiento manual
Presión	150 bar
Fuerza de arrastre	4500 kg
Longitud del cable	23 m
Velocidad	9 m/min
Caudal	40 L/min

Figura 78. Malacate hidráulico OMFB EPH 4500



Fuente: Catalogo OMFB 2003

3.5.5 Cálculo del caudal requerido para los cilindros. El caudal requerido para el pivoteo del conjunto de la plataforma autocargable se determina a continuación.

$$Q_s = V_s x A \quad (32)$$

$$Q_s = V_s x \frac{\pi}{4} D^2$$

Dónde:

Q_s = Caudal requerido

V_s = Velocidad de salida = $1,8 \frac{m}{min}$

A = Área cilindro

$$Q_s = 1,8 \frac{m}{min} x \frac{\pi(8,89 x 10^{-2} m)^2}{4}$$

$$Q_s = 1,117 x 10^{-2} \frac{m^3}{min} = 11,17 \frac{lt}{min}$$

El caudal requerido para el retorno del vástago del cilindro de pivoteo es.

$$Q_r = V_s x \frac{\pi(dc^2 - dv^2)}{4} \quad (33)$$

$$Q_r = 1,8 \frac{m}{min} x \frac{\pi((8,89 x 10^{-2} m)^2 - (3,81 x 10^{-2} m)^2)}{4} x \frac{1 m^3}{1000 lt}$$

$$Q_r = 9,12 \frac{lt}{min}$$

Dónde:

Q_r = Caudal de retorno

En la presente tabla 21 resumen de los caudales necesarios para el funcionamiento del sistema oleohidráulico.

Tabla 20. Caudal requerido para el sistema oleohidráulico

Caudal requerido para el sistema oleohidráulico							
Nr o.	Cilindros y Malacate	Diámetro Cilindro m	Diámetro Vástago m	Velocidad de salida $\frac{m}{min}$	Velocidad de retorno $\frac{m}{min}$	Caudal salida $\frac{lt}{min}$	Caudal Retorno $\frac{lt}{min}$
2	Elevación	$8,89 \times 10^{-2}$	$3,81 \times 10^{-2}$	1,8	1,8	22,35	18,24
1	Deslizamiento/ Telescópico.	$1,14 \times 10^{-1}$	$1,14 \times 10^{-1}$	1,8	1,8	18,47	18,46
2	Estabilización	$6,35 \times 10^{-2}$	$3,50 \times 10^{-2}$	1,8	1,8	11,40	7,94
1	Malacate	-	-	1,4	1,4	40	40

3.5.6 Selección de la bomba. Para la selección de la bomba tomamos el caudal máximo, requerido por los actuadores y el malacate de la tabla 16, que es de 40 lt/min tomando la consideración que todos los procesos no son secuenciales.

$$Qt = 40 \frac{lt}{min}$$

Cálculos de caudales para un ciclo de movimiento

$$Qr = \frac{Qt}{n_t}$$

Dónde:

$n_t = \text{Eficiencia total} = 0,95$

$$Qr = \frac{40 \frac{lt}{min}}{0,95}$$

$$Qr = 42,11 \frac{lt}{min}$$

La bomba se acopla al toma de fuerza que gira a 1800 rpm.

$$C = \frac{Qr}{N} = \frac{42,11 \frac{lt}{min}}{1800rpm}$$

$$\text{Cilindrada} = 23,4 \frac{cm^3}{rev}$$

La presión a la que trabajara la bomba, es la presión generada por el caudal que eroga la bomba, más las pérdidas generadas por los diferentes accesorios y mangueras, en la práctica esta presión se asume de 3 a 4 por ciento de la presión de trabajo.

$$P_{bomba} = P_{trabajo} + P_{pérdidas}$$

$$P_{trabajo} = 172,39 \text{ bar}$$

$$P_{pérdidas} = 4\% \times P_{trabajo}$$

$$P_{pérdidas} = 4\% \times 172,39 \text{ bar}$$

$$P_{pérdidas} = 6,89 \text{ bar}$$

$$P_{bomba} = 172,39 \text{ bar} + 6,89 \text{ bar}$$

$$P_{bomba} = 179,28 \text{ bar}$$

Seleccionamos del catálogo OMFB NPLH-25 que se indica en el ANEXO J

Tabla 21. Característica de la bomba seleccionada

Bomba	Engranajes
Cilindrada	$25 \frac{cm^3}{rev}$
Presión	180 bar

3.5.7 Selección toma de fuerza. La toma de fuerza transmite la energía motriz de la caja de cambios a la bomba hidráulica por medio de un mando neumático para determinar la potencia utilizamos el siguiente ecuación.

$$Ph = \frac{PxQ}{600x n_m} \quad (34)$$

Dónde:

Ph = potencia hidraulica en Kw

P = Presión de trabajo bar

Q = Caudal requerido = $\frac{lt}{min}$

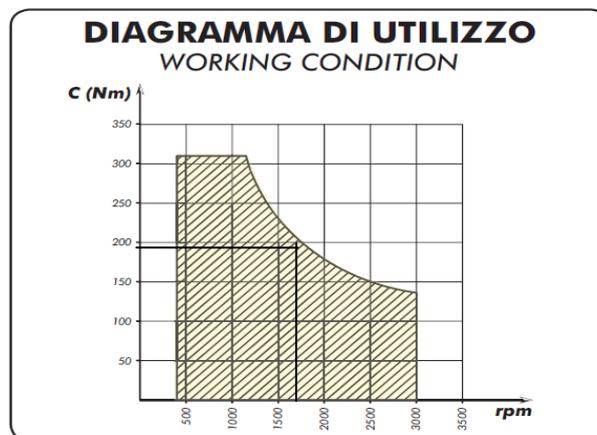
n_m = rendimiento mecánico

$$Ph = \frac{179,28 \text{ bar} \times 42,11 \frac{lt}{min}}{600 \times 0.9}$$

$$Ph = 13,97 \text{ kw}$$

Del catálogo PTO 50-30-133 (ANEXO K) a 1800 RPM nos brinda un torque de 190 Nm como se aprecia en la curva de trabajo del fabricante.

Figura 79. Curva de trabajo



Fuente: Catalogo auto elevación S.A

$$P = TxW \quad (34)$$

$$P = 190 \text{ Nm} \times 1800 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 34 \text{ kw}$$

Verificamos que la potencia de 34 kw que proporciona el toma fuerzas seleccionado, es mayor que la potencia de diseño para entregar los 13,97 kw a la bomba.

3.5.8 Selección del depósito y del fluido. La capacidad del tanque está en función del caudal que eroga la bomba por recomendaciones para los sistemas oleohidráulicos la capacidad del tanque debe ser de tres a cuatro veces la capacidad de la bomba.

$$Q = 42,11 \frac{lt}{min}$$

$$Q = 42,11 \frac{lt}{min} \times 3 = 126,33lt$$

Seleccionamos el tanque código 135-600-1 con capacidad de 130 L (Anexo L)

En estos tipos de sistemas se utiliza aceites hidráulicos, procedentes de la destilación del petróleo, su principal característica es proteger contra la corrosión, evitar el desgaste de las superficies de flotamiento, transformar la energía por medio del aumento de presión, el aceite que recomienda la ISO 6743, es el siguiente:

Tabla 22. Propiedades del aceite ISO 68

Hidráulico hl	Grado ISO
Características	68
Densidad 15 °C g/cm ³	0,882
Punto inflamación	220
Punto de congelamiento	-18
Viscosidad a 40 °C	66,7

Fuente: ACADEMIA, 2015

3.5.9 Selección de las válvulas de distribución y control. Se selecciona las válvulas BM40- 4/3, con centro tándem P-T,A,B, que indica que las vías P y T están conectadas, mientras que A y B están bloqueados.

Figura 80. Válvulas de distribución y control

BM40 da 1 a 7 leve

BM40 from 1 to 7 levers

Caratteristiche generali / Technical characteristics		
	l/min	GPM
• Portata nominale / Nominal flow	35	9
• Portata limite / Max flow	45	12
	bar	PSI
• Pressione nominale / Nominal pressure	250	3600
• Pressione max sugli utilizzi / Max pressure on ports	320	4700
• Contropressione max allo scarico / Max pressure in tank-line	80	1100



MOD	L	I	Kg
BM40/1	90	55	2,5
BM40/2	125	90	3,7
BM40/3	160	125	5
BM40/4	195	160	6,2
BM40/5	230	195	7,4
BM40/6	265	230	8,6
BM40/7	300	265	9,8

FILETTATURA STANDARD - STANDARD THREADS					
COD	A-B	P	T	P ₁	T ₁
G	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"
F	3/4" - 16	3/4" - 16	3/4" - 16	7/8" - 14	7/8" - 14

◀ Su richiesta filettature diverse
Other threads available on request

Fuente: AUTOELEVACIÓN, 2015

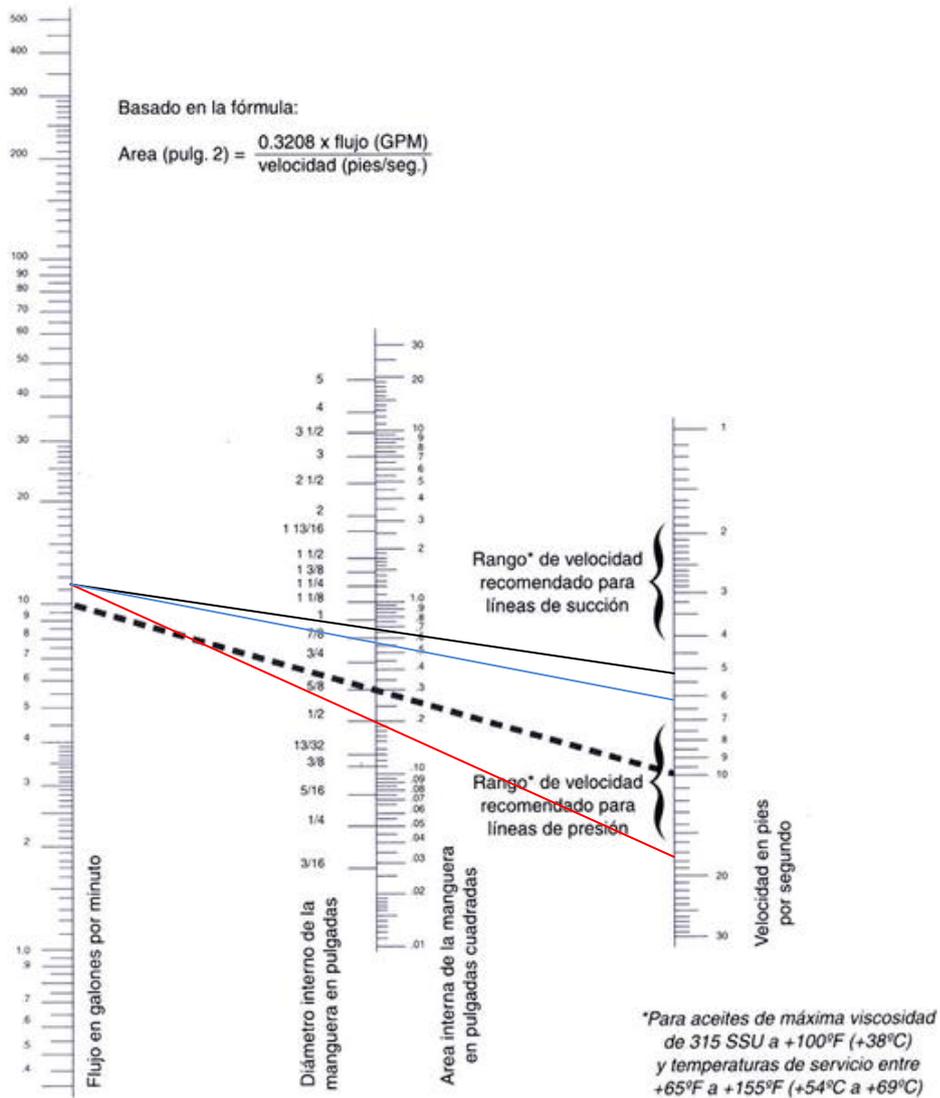
3.5.10 Selección de tuberías. Dado que sus elementos son móviles sus conexiones deben presentar total flexibilidad, se selecciona las mangueras metálicas flexibles, de acuerdo al caudal que circulara por la manguera que es 11,12 gl/min y de las velocidades recomendadas.

Tuberías de impulsión, hasta 5,5 m/s - 18.04 pies /s —

Tuberías de aspiración, hasta 1,5 m/s - 5 pies /s —

Tuberías de retorno hasta, 1,5 m/s - 6,56 pies /s r —

Figura 81 Selección de tubería



Fuente: PLASTICAUCHO, 2015

El diámetro de la manguera que se utiliza para la unión de los diferentes elementos oleohidráulicos son:

Tabla 23. Diámetros de las mangueras

Diámetros de las mangueras			
Aspiración		1 in	SAE 100 R 16
Impulsión		½ in	SAE 100 R 8
Retorno		¾ in	SAE 100 R 12

Fuente: PLASTICAUCHO, 2015

Del catálogo de mangueras flexibles de Plasticaucho seleccionamos la manguera flexible recomendada para sistemas oleohidráulicos.

Figura 82. Mangueras metálicas flexibles.



MANGUERA SAE 100 R12

Size	Diámetro interior nominal		Diámetro interior mm		Diámetro exterior mm		Diámetro sobre 4ª espiral mm		Presión bar		Presión psi		Radio mínimo de curvatura mm	Peso kg/mt
	mm	pulg.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	Trabajo máx.	Rotura mín.	Trabajo máx.	Rotura mín.		
6	9,5	3/8	9,3	10,1	18,9	21,0	16,0	17,8	276	1.103	4.000	16.000	125	0,700
8	12,7	1/2	12,3	13,5	22,5	24,6	19,4	21,5	276	1.103	4.000	16.000	180	0,830
12	19,0	3/4	18,6	19,8	29,9	31,5	26,9	28,4	276	1.103	4.000	16.000	240	1,430
16	25,4	1	25,0	26,4	36,8	39,2	34,1	35,7	276	1.103	4.000	16.000	305	2,000
20	31,8	1 1/4	31,4	33,0	45,4	48,6	42,7	45,1	207	827	3.000	12.000	420	2,800
24	38,1	1 1/2	37,7	39,3	51,9	55,0	49,2	51,6	172	689	2.500	10.000	510	3,400
32	50,8	2	50,4	52,6	65,1	68,3	62,5	64,8	172	689	2.500	10.000	635	4,250

Fuente: PLASTICAUCHO, 2015

CAPÍTULO IV

4. PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA AUTOCARGABLE.

Se recomienda el siguiente procedimiento de construcción.

4.1 Proceso de construcción

Para la transformación de la materia prima, son necesarios los siguientes equipos, herramientas y accesorios.

Tabla 24. Máquinas y herramientas para la construcción

Equipo
Soldadora SMAW
Torno
Plegadora
Fresadora
Cortadora plasma
Taladro de mano
Taladro de banco
Pulidora
Brocas
Plasma
Prensa
Herramientas de ajuste
Herramientas de medición

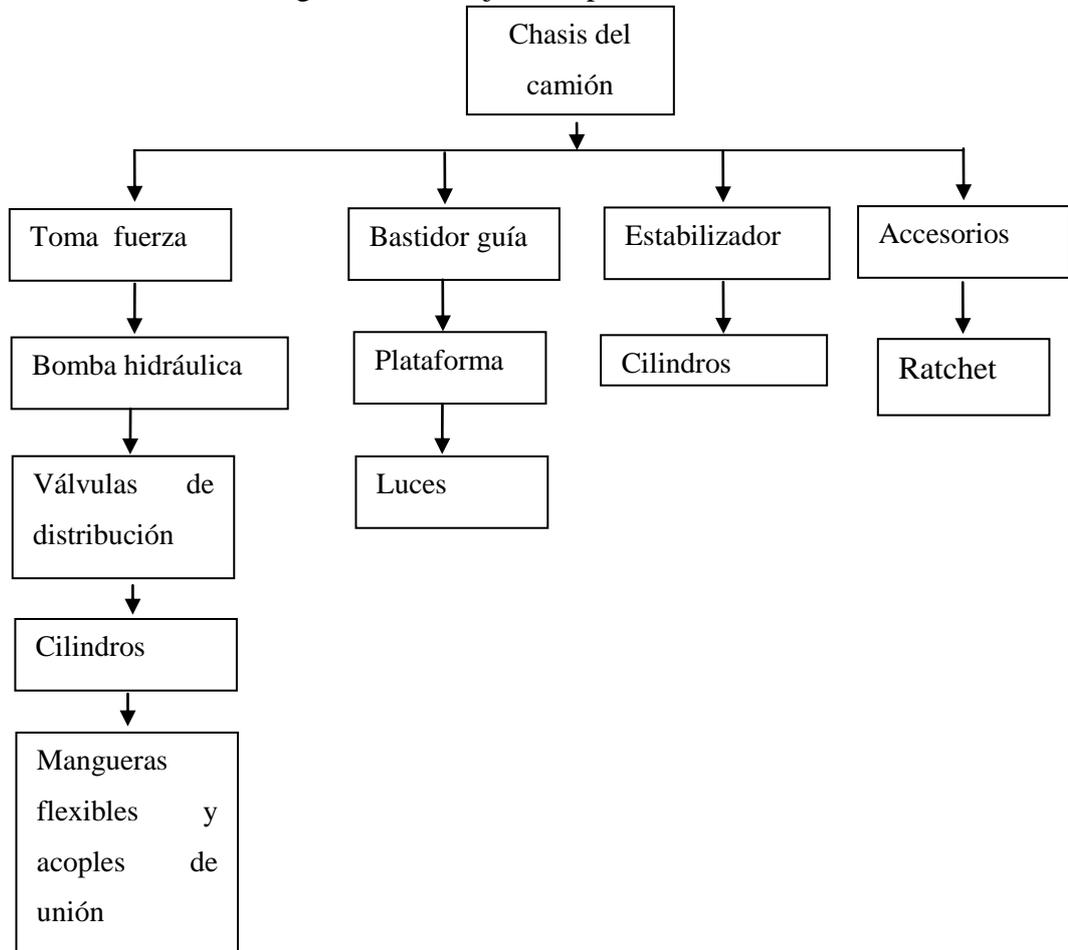
Tabla 25. Operaciones para la construcción

Item	Elemento	Operación
Plataforma y bastidor de la plataforma autocargable.	Largueros Travesaños Plancha antideslizante Vigas de contorno	Trazado
		Corte
		Limpieza
		Soldado
		Pulido
		Pintado
Giro de la plataforma	Base de giro	Trazado
		Corte
		Soldado
		Pulido
		Pintado
Elevación de la plataforma	Bases cilindros	Trazado
		Corte
		Taladrado
		Soldado
		Pulido
		Pintado
Deslizamiento de la plataforma	Bases de los cilindros	Trazado
		Corte
		Taladrado
		Soldado
		Pulido
		Pintado
Estabilidad	Porta cilindro estabilizador	Trazado
		Corte
		Taladrado
		Soldado
		Pulido
		Pintado
Giro, elevación y deslizamiento	Ejes	Corte
		Torneado
		Control de diámetro
		Pintado

4.2 Montaje de la plataforma autocargable.

El montaje es un proceso ordenado para conformar el sistema de la plataforma autocargable siguiendo una secuencia lógica.

Figura 83 Montaje de la plataforma



El procedimiento de ensamble tanto del sistema estructural y del sistema oleohidráulicos, se detallan en los planos adjuntos su orden lógico de montaje al indicarse el ensamblé de los elementos.

CAPÍTULO V

5. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN

5.1 Manual de mantenimiento

MANUAL DE MANTENIMIENTO	Pág. 1/1
PLATAFORMA AUTOCARGABLE	
RESPONSABLE:	
Contenido	
<ul style="list-style-type: none">• Área del mantenimiento• Introducción.• Tipos de mantenimiento a utilizar.• Cuadro de mantenimiento.	
<i>Áreas de mantenimiento</i>	
<ul style="list-style-type: none">• Mecánico• Oleohidráulico• Eléctrico	

Introducción

Mantenimiento es el conjunto de medidas y acciones necesarias para asegurar el normal funcionamiento de la plataforma autocargable, con el fin de conservar sus condiciones, durante el tiempo para el cual ha sido diseñado, entre los más importantes tenemos.

Tipos de mantenimiento a utilizar***Mantenimiento preventivo***

Reduce la frecuencia y la gravedad de las averías, planificando sus operaciones.

Mantenimiento correctivo

Determina la condición técnica, mecánica y oleohidráulica del equipo que está en funcionamiento.

Para que este mantenimiento pueda desarrollarse se utiliza sustentos tecnológicos que permitan establecer las condiciones del equipo, gracias a este tipo de mantenimientos se disminuyen las horas inoperables del equipo

Cuadro de mantenimiento.

- Programa las actividades diarias, semanales, mensuales, bimestrales, trimestrales, semestrales y anuales.
- Permite visualizar las actividades de mantenimiento.
- Es la referencia para el personal de mantenimiento realice con eficiencia sus operaciones.
- Permite llevar las estadísticas para el análisis de posibles averías

Detalle cuadro de mantenimiento.

Tarea

Frecuencia.

D= Diario

S= Semanal

M= Mensual.

BM= Bimestral

TM= Trimestral

SM= Semestral

A= Anual

Sistema Mecánico	Tarea	Frecuencia chequeo						Realizado por	Observaciones
		D	S	M	BM	TM	SM		
	Prueba de fisuras		X					Jefe Mantenimiento	Ninguna
	Limpieza		X					Operador	Ninguna
	Lubricación		X					Operador	Ninguna
	Pintado						X	Mecánico	Ninguna
	Reajustes de pernos					X		Mecánico	Ninguna
	Chequeo soldadura					X		Jefe Mantenimiento	Ninguna
	Luces de la baliza	X						Operador	Ninguna
	Luces de ruta	X						Operador	Ninguna

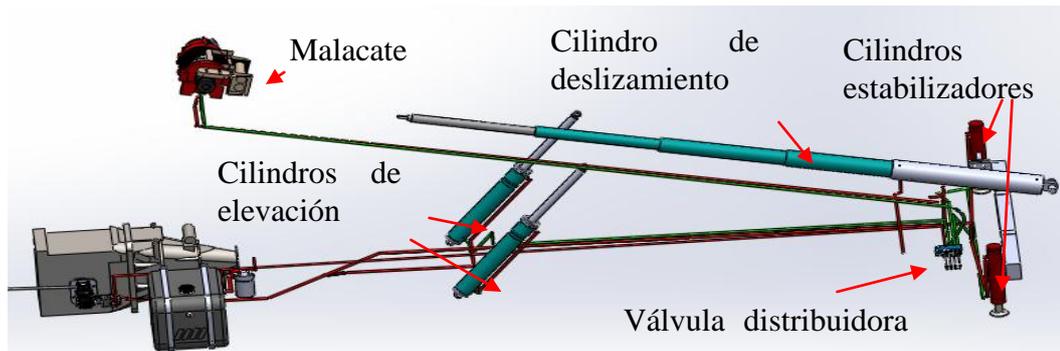
Sistema Hidráulico	Frecuencia chequeo								Realizado por	Observaciones
	D	S	M	BM	TM	SM	A			
Inspección de ruido y vibración	X								Operador	Ninguna
Control de presión	X								Operador	Ninguna
Limpieza válvula antiretorno					X				Mecánico	Ninguna
Cambio filtro aceite				X					Mecánico	Ninguna
Limpieza tuberías						X			Mecánico	Ninguna
Limpieza de sedimentos				X					Operador	Ninguna
Cambio aceite				X					Mecánico	Ninguna
Inspección de soportes cilindros						X			Operador	Ninguna
Inspección de conductos flexibles			X						Operador	Ninguna
Inspección sellos de los cilindros			X						Operador	Ninguna

5.2 Procedimiento de operación.

MANUAL DE OPERACIÓN		Pág. 2/1
OPERACIÓN 1		
<p>Para comenzar con el procedimiento de operación de la plataforma autocargable, el operador debe cumplir estrictamente las siguientes condiciones:</p> <ul style="list-style-type: none">✓ El operador tendrá la obligación de portar los EPP.✓ El camión deberá mantener los frenos activados durante toda la operación.✓ El operado inspeccionara visualmente la plataforma autocargable, que todos los elementos estén en condiciones idóneas, una vez activado el sistema hidráulico verificar que la presión no exceda los 180 bar.✓ El camión deberá mantener los frenos activados durante toda la operación.✓ Buscar las condiciones de terreno más idóneas.		
OPERACIÓN 2		
Activar el embrague del camión para desembragar e interrumpir el movimiento motriz hacia la caja de cambios.		
OPERACIÓN 3		
Accionar la válvula neumática, para activar el sistema hidráulico.		

OPERACIÓN 4

Ver la ubicación de los diferentes elementos para proceder a comandar el sistema oleohidráulico como se indica en la siguiente tabla

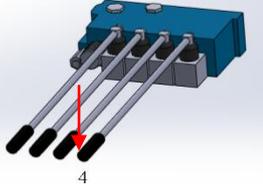
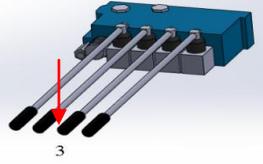
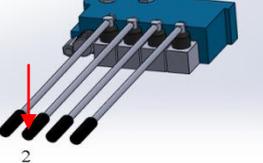
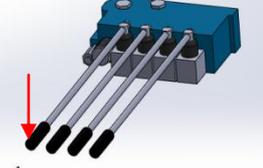


Operación del sistema oleohidráulico

<p>Accionar la palanca número 1 en el sentido indicado.</p>	<p>1</p>	<p>Permite el desplazamiento de los vástagos de los cilindros estabilizadores.</p>
<p>Accionar la palanca número 2 en el sentido indicado.</p>	<p>2</p>	<p>Permite el desplazamiento de los vástagos de los cilindros de elevación de la plataforma autocargable.</p>
<p>Accionar la palanca número 3 en el sentido indicado.</p>	<p>3</p>	<p>Permite el llenado de las diferentes etapas del cilindro telescópico, deslizando la plataforma hacia el suelo.</p>
<p>Accionar la palanca número 4 en el sentido indicado.</p>	<p>4</p>	<p>Permite desenrollar el cable del malacate para enganchar en la maquinaria.</p>

OPERACIÓN 4

Operación del sistema oleohidráulico

<p>Accionar la palanca número 4 en el sentido indicado.</p>		<p>Permite arrastrar la maquinaria hasta su ubicación para el transporte.</p>
<p>Accionar la palanca número 3 en el sentido indicado.</p>		<p>Permite la contracción de los vástagos de los cilindros de deslizamiento.</p>
<p>Accionar la palanca número 2 en el sentido indicado.</p>		<p>Permite la contracción de los cilindros de elevación hacia la posición de transporte.</p>
<p>Accionar la palanca número 1 en el sentido indicado.</p>		<p>Permite la contratación de los cilindros para la estabilidad del sistema.</p>

OPERACIÓN 5

Ubicar las respectivas fajas de seguridad y ajustar con los ratchet.



OPERACIÓN 6

Embragar y con el mando neumático desactivé el sistema oleohidráulico.

CAPÍTULO VI

6. PLAN DE SEGURIDAD

Con objeto de evitar accidentes no deseados, que pudieran generar daños personales o materiales, es conveniente tomar en cuenta ciertos aspectos.

6.1 Equipos de protección personal

El operador deberá tener pleno conocimiento del procedimiento de operación de la plataforma autocargable, con sus respectivos equipos de protección personal.

Tabla 26 Equipos de protección personal

Chaleco	
Guantes	
Calzado	
Casco	
Protección corporal	
Protección auditiva	

Fuente: VILA, 2015

6.2 Equipos de seguridad industrial para la plataforma autocargable.

La plataforma autocargable deberá poseer de forma estricta los equipos de seguridad industrial, caso contrario no podrá operar.

Tabla 27. Equipos de seguridad industrial en la carretera

Equipos de seguridad industrial	
Baliza	
Conos	
Extintor	
Botiquín	
Cinta reflectiva	

Fuente: VILA, 2015

El basculamiento no se realizara con cargas superiores a 8500 kg, la capacidad estará indicada en la placa de construcción, que contenga los siguiente datos.

- Mecánica constructora
- Numero de construcción
- Capacidad máxima de carga

El basculamiento se deberá realizar siempre que el camión este en terreno firme y prácticamente horizontal.

El vehículo no se pondrá en movimiento hasta que los equipos estén en su posición horizontal.

Estas normas se deberán cumplir de forma rigurosa, el no tomar en cuenta alguna de ellas, pueden ocasionar averías muy costosas, como torceduras del bastidor y de la autocargable, daños las compañías de seguros no los contemplan en sus pólizas.

6.3 Accesorios para fijar los montacargas

Para asegurar y fijar carga durante el transporte, es indispensable utilizar ratchet con fajas, el tipo seleccionado es el RSFH430.

Figura 84. Ratchet

 RATCHET PARA FAJA DE 4"			
Item	Strap	Terminal de faja	M.B.S. Tensión de ruptura
RSDJ327	3" X 27'	GANCHO DOUBLE J	15,000LBS
RSDJ430	4" X 30'		
RSFH327	3" X 27'	GANCHO PLANO	15,000LBS
RSFH430	4" X 30'		
RSGH327	3" X 27'	GANCHO DE CADENA	15,000LBS
RSGH430	4" X 30'		
RSCH327	3" X 27'	CADENA DE ANCLAJE	15,000LBS
RSCH430	4" X 30'		
RSFT327	3" X 27'	DELTA	15,000LBS
RSFT430	4" X 30'		

Fuente: SOHIPREN, 2005

CAPÍTULO VII

7. COSTOS

Son los valores totales que se aplica para construir la plataforma autocargable, tomando en consideración la información técnica obtenida en el desarrollo de los capítulos anteriores.

7.1 Costos directos de la plataforma autocargable

Son los gastos correspondientes directamente a la fabricación, los rubros tomados en cuenta:

- Materiales y accesorios estructurales.
- Materiales eléctricos.
- Elementos oleohidráulicos.
- Costos de equipos y herramientas.
- Costos mano de obra.
- Transporte.

7.1.1 *Materiales y accesorios estructurales*

Tabla 28. Materiales y accesorios estructurales

Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
1	u	Perfil UPN 80	53,09	53,09
5	u	Perfil IPE 160	93,83	469,15
9	u	Perfil IPE 80	35,79	322,11
3	u	TR 80X40X3	32,95	98,85
3	u	Perfil U90x4x3	103,5	310,5
4	u	P 2440x1220x10	464,15	1856,6
7	u	PANT48040	185,66	1299,62
2	u	PANT48040	92,83	185,66

1	u	Barra 1 ½ in	21,34	21,34
1	u	Tubo redondo T 25,4x1,5	14,4	14,4
3	u	Platina PL 65x6	18,36	55,08
4	galón	Diluyente	6	24
4	galón	Fondo pintura	22	88
4	u	Pintura anticorrosiva	24	96
1	u	Elementos de limpieza	60	60
				6038,49
			12%	724,61
			Subtotal USD	6763,1

7.1.2 Materiales eléctricos.

Tabla 29. Materiales eléctricos.

Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
3	u	Fusible de 15 A	0,50	1,50
3	u	Porta fusibles	1,50	3,50
1	u	Fotoresistencia 20Kohm	4,80	4,80
1	u	Potenciómetro 100K ohm	5,50	5,50
1	u	Resistencia 330ohm	0,50	0,50
1	u	Transistor 2N3055	26,00	26,00
1	u	LED 4V	0,35	0,35
1	u	Diodo 1N4007	2,40	2,40
2	u	Relé 24V	4,50	9,00
8	u	Focos para guías 5W	5,50	44
28	m	Conductor TW AWG 14	0,35	98
1	u	Interruptor unipolar ON-OFF	3,50	3,50
1	u	Luz baliza 24V	35	35
				234,05
			12%	28,086
			Subtotal USD	262,14

7.1.3 Elementos oleohidráulicos

Tabla 30. Elementos oleohidráulicos

Cantidad	Unidad	Descripción	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
1	u	Toma fuerza TDF neumática OMFB- Hino LJO6S	790,85	790,85
1	u	Kit de montaje + espaciador OMFB Hino LJO6S	88,4	88,4
1	u	Mando neumático OMFB- N	85,24	85,24
1	u	Caja de válvula MB40 4x3	253,33	253,33
1	u	Bomba de engranajes OMFB – NPLH25	583	583
1	u	Tanque OMFB 130L	599	599
1	u	Malacate 4500 Kg	1898	1898
45	m	Manguera SAE-100 R12	14,55	654,75
2	u	Cilindro hidráulico Prince PCM-5660	916	1832
1	u	Cilindro hidráulico Prince PCM/SAE 61	2700	2700
2	u	Cilindro hidráulico PCM- 8330	845	1690
28	u	Neplos	3,8	106,4
7	u	Conexión T	7,86	55,02
1	u	Cilindro multietapas	900	900
1	u	Manómetro 320 Bar	90	90
				12265,99
				12%
				1471,92
Subtotal USD				13737,9

7.1.4 *Costos de equipos y herramientas.*

Tabla 31. Costos de equipos y herramientas.

Máquina y herramientas	Costo/hora	Hora/ Equipo (USD)/h	Costo (USD)
Torno	16	5.5	88
Soldadora SMAW	60	5.5	330
Oxi- corte	20	6	120
Amoladora	10	5.5	55
Compresor	16	5	80
Otros equipos y herramientas manuales			200
Subtotal USD			873

7.1.5 *Costos de mano de obra.*

Tabla 32. Costos mano de obra

Personal	Horas/Hombre	Salario/Hora (USD)/h	Costo (USD)
Operador	80	2,85	228
Soldador	60	4,2	252
Tornero	16	4,2	67,2
Ensamblador	80	3,75	300
Pintor	20	3,75	75
Eléctrico	24	4,2	100,8
Supervisor	60	5,25	315
Mecánico Hidráulico	40	5,25	210
Subtotal USD			1548

7.1.6 Costos por transporte

Tabla 33. Costos por transporte

Transporte	Costo Flete	Cantidad	Costo (USD)
Materiales	20	5	100
Otros			100
		Subtotal USD	200

Los costos directos estarán determinados por:

Tabla 34. Valor total costos directos

Costos	Valor (USD)
Materiales y accesorios estructurales	6763,1
Materiales eléctricos	262,14
Elementos oleohidráulicos	13737,90
Costos de equipos y herramientas.	804,575
Costos mano de obra	1548
Costos por transporte	200
Total Costos Directos	23315,72

7.2 Costos indirectos de la plataforma autocargable.

Son aquellos costos que no se pueden identificar como es el costo ingenieril e imprevistos, se toma en cuenta los costos por imprevistos el 5% del costo directo y para el costo ingenieril 10% del costo directo este valor depende del proyectista.

Tabla 35. Costos indirectos plataforma autocargable

Detalle	Cantidad(% cd)	Valor (USD)
Ingenieriles	10%	2331,57
Imprevistos	5%	1165,78
Total costos indirectos		3497,35

7.3 Costos totales

Los costos totales para la ejecución del proyecto corresponden a la suma de los costos directos y costos indirectos para la ejecución del proyecto.

Tabla 36. Costos totales

Detalle	Valor (USD)
Total Costos Directos	23315,72
Total Costos Indirectos	3497,35
Total costo proyecto	26813,07

Este proyecto asciende a un costo de 26813,07 dólares americanos para su construcción.

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones.

Para la selección de la mejor alternativa se utilizó el método del valor técnico ponderado, obteniendo como la mejor alternativa para el transporte de los equipos, la plataforma autocargable.

Se ha cumplido el objetivo principal del proyecto, al diseñar la plataforma autocargable, utilizada para el transporte de maquinaria pesada, con una capacidad máxima de carga de 8500 kg.

Mediante el desarrollo del proyecto se determinó que no existe norma para que regule la construcción de este tipo de vehículos: para garantizar la circulación por la red vial nacional, se ha cumplido las normas de la Agencia Nacional de Tránsito y del Ministerio de Obras Públicas y Transporte.

El diseño estructural fue desarrollado de conformidad a las especificaciones ANSI/AISC 360-05 método LRFD, ya que este proporciona diseños más realistas y su uso da como resultado estructuras más económicas.

Se utilizó un sistema de potencia oleohidráulico que es imprescindible por las magnitudes de las fuerzas aplicadas.

El análisis y diseño estructural se ha realizado mediante los programas computacionales SAP2000 14.0 y SOLIDWORK que se fundamenta en el análisis de elementos finitos.

8.2 Recomendaciones

Sugerir al INEN que genere una norma, para este tipo de plataformas autocargables.

Utilizar el proceso del diseño estructural y la selección del sistema oleohidráulico para aplicar en diseños de mayor capacidad.

Utilizar los procesos de ensamble que se indican en los planos adjuntos.

Llevar a cabalidad el mantenimiento de la plataforma autocargable, para que pueda ser operable sus 10 años de vida útil como se ha propuesto en el diseño.

Contar para la construcción de la plataforma autocargable, con el personal calificado para su ensamble.

BIBLIOGRAFÍA

ACADEMIA. 2015. Academia EDU. [En línea] 2015. [Citado el: 15 de Febrero de 2015.] <http://www.academia.edu/8256584/Oleohidraulica>.

AGUAGAYO, Francisco. 2003. METODOLOGIA DEL DISEÑO INDUSTRIAL. 2003.

AISC. 2005. American Institute of Steel Construction. 2005.

ATMOSFERIS. 2014. Atmosferis.com. [En línea] 2014. [Citado el: 3 de Febrero de 2015.] <http://www.atmosferis.com/bombas-de-piston-axial/>.

AUTOELEVACIÓN. 2015. Auto Elevación CIA LTDA. [En línea] 2015. [Citado el: 21 de Enero de 2015.] <http://www.autoelevacion.com/>.

COSMOCAX. 2015. CADCAMCAE. [En línea] 2015. [Citado el: 3 de Marzo de 2015.] cadcamcae.files.wordpress.com/2009/03/cilindrojuntas.jpg.

CYTECMA. 2015. Cytecma Fabricante de Grúas. [En línea] 2015. [Citado el: 5 de Marzo de 2015.] <http://www.cytecma.com/productos/gatos-hidraulicos-v-45/1461>.

DUMAQ. 2014. DOPLIM. [En línea] 2014. [Citado el: 12 de 02 de 2015.] <http://calama.doplim.cl/gruas-plataforma-de-rescate-vehicular-empresas-dumaq-las-id-87754.html>.

EL FÍSICO LOCO. 2013. El Fisico Loco. [En línea] 2013. [Citado el: 20 de Marzo de 2015.] <http://elfisicoloco.blogspot.com/2014/05/calcular-el-coeficiente-de-rozamiento.html>.

FAIRES, Virgil Moring. 1971. Problemas de diseño de elementos de maquinas. Barcelona : s.n., 1971.

INFOAGRO. 2014. INFOAGRO SYSTEM. [En línea] 2014. [Citado el: 7 de Marzo de 2015.] http://www.infoagro.com/documentos/que_tractor_elegir__parametros_comparacion_tractores_agricolas_engomados__parte_i_.asp.

INTEF. 2015. Educa Lab. [En línea] 2015. [Citado el: 4 de Abril de 2015.] <http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apuntes-t8.pdf>.

INTEREMPRESAS. 2015. Inter Empresas. [En línea] 2015. [Citado el: 12 de 02 de 2015.] <http://www.interempresas.net>.

INTI. 2013. [En línea] 2013. [Citado el: 5 de Febrero de 2015.] <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/publicom/tablas.pdf>.

MORÁN, Iván. 2007. Sistemas oleodinámicos. Riobamba : s.n., 2007.

NEC-11, Norma Ecuatoriana de la Construcción. 2011. 2011.

PLASTICAUCHO. 2015. Plasticaucho SA. [En línea] 2015. [Citado el: 6 de Enero de 2015.] <http://www.plasticaucho.com.ar/mangueras/info06.ph>.

POMEDA, Iglesias. 2010. Circuitos hidráulicos. [En línea] 2010. [Citado el: 5 de Enero de 2015.] <http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apuntes-t8.pdf>.

POMEDA, Juan Mauel. 2014. Circuitos Hidraulicos. [En línea] 20 de Julio de 2014. <http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apuntes-t8.pdf>.

RODRIGUÉZ, Hermenegildo. 2015. Ingemecánica. [En línea] 2015. [Citado el: 9 de Marzo de 2015.] <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>.

SCRIB. 2015. Scrib Inc. [En línea] 2015. [Citado el: 7 de Marzo de 2015.] <http://es.scribd.com/doc/133928013/72747186-Camion-Volquete>.

SOHIPREN. 2005. www.sohipren.com. www.sohipren.com. [En línea] mayo de 2005. [Citado el: 14 de abril de 2015.] www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual_Basico_de_Oleohidraulica.pdf.

SOPEÑA, German. 1986. Historia del automóvil. [En línea] Septiembre de 1986. [Citado el: 6 de Enero de 2014.] <http://www.testdelayer.com.ar/Historia%20Nace.htm>.

TECNOTRAILER. 2015. Tecno Trailer Murcia. [En línea] 2015. [Citado el: 28 de 01 de 2015.] <http://www.tecnotrailer.com/hidraulicas.html#prettyPhoto>.

TEJERO, Julio Juan. 2009. El transporte de mercaderías. Madrid : ESIC, 2009.

VARGAS, José Eloy. 1998. Universidad Autonoma de Nuevo Leon. [En línea] Agosto de 1998. [Citado el: 6 de Julio de 2014.] http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1080080859/1080080859_02.pdf.

VILA, Jorge. 2015. DIHARGENTINA. [En línea] 2015. [Citado el: 22 de enero de 2015.] <http://dihargentina.blogspot.com/2011/09/equipo-de-proteccion-obreros.html>.

