

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO.

TEMA:

DISEÑO, CÁLCULO Y SIMULACION DE UN REMOLCADOR Y
GRUA OLEOHIDRAULICA DE RESCATE CON UNA CAPACIDAD
DE CARGA Y ARRASTRE DE 20 TON. ACOPLABLE EN
CAMIONES CON QUINTA RUEDA.

AUTORES:

Ángel Eugenio Cárdenas Cadme.

Juan Andrés Espinoza Naspud.

DIRECTOR: Ing. Wilson Calle.

CUENCA - 2015

Breve Reseña de los autores e información de contacto

Ángel Eugenio Cárdenas Cadme

Estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Universidad Politécnica Salesiana

acardenas@est.ups.edu.ec

Juan Andrés Espinoza Naspud

Estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Universidad Politécnica Salesiana

jespinozan@est.ups.edu.ec

Todos los derechos reservados

Queda prohibida, salvo la excepción prevista por la ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra para fines comerciales, sin contar con la debida autorización de los titulares de propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constituida de delito contra la propiedad intelectual. Se permite la difusión de este texto con fines académicos o investigativos por cualquier medio, con la debida notificación a los autores.

DERECHOS RESERVADOS

©2015 Universidad Politécnica Salesiana

CUENCA – ECUADOR – SUDAMÉRICA

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

La declaración realizada bajo juramento expresa que el presente estudio y temas del mismo son de exclusiva responsabilidad de los autores, y previamente no han sido presentados en otros estudios; y que cada idea y/o concepto desarrollados presentan su debida referencia bibliográfica que se incluyen en el presente documento.

La Universidad Politécnica Salesiana, se permite el uso de los derechos correspondientes al presente trabajo de tesis, conforme lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, para fines educativos.

Cuenca, Marzo del 2015



Ángel Eugenio Cárdenas Cadme



Juan Andrés Espinoza Naspud

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores ANGEL EUGENIO CARDENAS CADME y JUAN ANDRÉS ESPINOZA NASPUD, bajo mi supervisión.

Cuenca, Marzo del 2015

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Wilson Patricio Calle Guamantario', is written over a horizontal line.

Ing. Wilson Patricio Calle Guamantario

Director de Tesis

RESUMEN

En el desarrollo del proyecto “DISEÑO, CÁLCULO Y SIMULACION DE UN REMOLCADOR Y GRUA OLEOHIDRAULICA DE RESCATE CON UNA CAPACIDAD DE CARGA Y ARRASTRE DE 20 TON. ACOPLABLE EN CAMIONES CON QUINTA RUEDA” previo a la obtención del título de ingeniero se ha desarrollado el contenido, de manera que la información que se pueda ofrecer en este proyecto sea de utilidad para desarrollar proyectos similares.

Este proyecto consta de cuatro capítulos, los cuales están centrados en las normas para el rescate de vehículos y en las posibles estructuras y maquinarias designadas a esta actividad.

En el capítulo 1 “ESTADO DE ARTE CAPACIDADES DE DISEÑO” se detalla todas las normas de transporte, especificaciones de carga, tipos de vehículos en el medio, circulación de vehículos pesados, y normas de operación para los rescates y las modificaciones permitidas para convertir un vehículo convencional en una de rescate; estas normas se encuentran bajo una organización la cual es la encargada de hacer las modificaciones para que esta norma entre en valides en los distintos países, la variaciones dependen principalmente de la zona geográfica y del tipo de tracto - camiones que se encuentren en circulación en determinado país. Se ha estudiado y detallado las diferentes configuraciones de los vehículos de rescate, así como sus capacidades de carga y sus posibles variaciones; en este caso la atención fue centrada en la configuración de un remolcador desmontable, y en buscar una combinación que pudiera dar un valor agregado a un diseño ya existente, el cual será la base de nuestro diseño.

En el capítulo 2 “CALCULOS DEL DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA” se procede a realizar el cálculo de la estructura, la misma que fue planteada en el capítulo 1; se realizará el cálculo del grupo hidráulico el cual servirá para operar las partes de la estructura designadas a esta actividad como por ejemplo los telescopicos de los brazos de rescate y remolque.

El capítulo 3 “SIMUACIÓN Y VALIDACION DEL DISEÑO” se procederá al análisis de la estructura planteada mediante el análisis de elementos finitos, para lo cual utilizaremos el

software ANSYS, el mismo que dará validación a los cálculos y a la estructura verificando que la misma no fallara en el momento de rescate de los vehículos designados.

Finalmente el capítulo 4 “ANALISIS ECONOMICO” estará centrado en la viabilidad y factibilidad del proyecto analizando la conveniencia de fabricar esta estructura en vez de importarla, y analizando el mercado permitiendo calcular la rentabilidad del proyecto, así de esta manera se concluirá con el desarrollo de nuestro trabajo.

Palabras clave: Ansys, cálculo estructural, configuración, desmontable, elementos finitos, estructura de rescate, factibilidad, telescópicos, Tracto – camión.

ABSTRAT

In the project "DESIGN, CALCULATION AND SIMULATION OF A TOWING AND RESCUE OLEOHIDRAULICA CRANE WITH A CAPACITY AND TRAILER 20 TON. JOINABLE TRUCK WITH FIFTH WHEEL "prior to obtaining the title of engineer developed the content so that the information can be provided in this project will be useful to develop similar projects.

This project consists of four chapters, which are focused on the rules for rescue vehicles and possible structures and machinery designated for this activity.

In Chapter 1 "STATE OF ART BUILDING DESIGN" all transport regulations, specifications cargo vehicle types in the middle, heavy vehicles and operating standards for rescues and detailed modifications allowed to convert a conventional vehicle in a rescue; these standards are under an organization which is responsible for making modifications to this standard comes into validity in different countries, the variations depend mainly on the geographical area and the type of tract - trucks that are in circulation in certain country. It has been studied and detailed the various configurations of rescue vehicles and their capacities and its possible variations; in this case the attention was focused on the configuration of a detachable tow, and find a combination that could give added value to an existing design, which will be the basis of our design.

In Chapter 2 "CALCULATION OF DESIGN AND AUTOMATION SYSTEM" is applicable to the calculation of the structure, the same as was stated in Chapter 1; calculating the hydraulic unit to be used to operate the parts of the structure designated in this activity such as telescopic arms and rescue trailer is performed.

Chapter 3 "SIMUACIÓN AND VALIDATION OF DESIGN" will proceed to the analysis of the structure proposed by finite element analysis, for which we use the ANSYS software, the same that will validate the calculations and structure verifying that it does not fail at the time of rescue vehicles designed.

Finally Chapter 4 "ECONOMIC ANALYSIS" will focus on the viability and feasibility of the project analyzing the desirability of making this structure instead of importing it, and analyzing the market allowing calculate the profitability of the project and thus will conclude with the development of our work.

Keywords: Ansys, structural design, configuration, removable, finite element structure rescue, feasibility, telescopic, Tract - truck.

Índice de Contenidos.

CAPITULO I ESTADO DE ARTE CAPACIDADES DE DISEÑO	1
1.1 Introducción	1
1.2 Antecedentes	2
1.2.1 Planteamiento del Problema.	3
1.2.2 Justificación	4
1.2.3 Alcance del Proyecto	4
1.3 Generalidades	5
1.3.1 Cabezal o tracto – camión	5
1.3.2 Remolcadores y Grúas de Rescate.....	9
1.3.3 Automotrices y Desplazables con giro total	10
1.3.4 Automotrices y Desplazables con giro parcial	10
1.3.5 Automotrices con Pluma no orientada.....	11
1.3.6 Grúas sobre camión con giro total	12
1.3.7 Grúas sobre camión con giro parcial	12
1.3.8 Grúas sobre camión con Pluma no orientada	13
1.3.9 Grúas semi-moviles de todas las clases antes descritas.....	13
1.3.10 Remolcados	14
1.3.10.1 Boom (sobre camión con pluma no orientable)	15
1.3.10.2 Underlift (sobre camión con pluma no orientable)	15
1.3.10.3 Gancho y Cadena (sobre camión con pluma no orientada).....	16
1.3.11 De superficie Plana (remolcadas)	17
1.3.12 Integrado (semi – móviles de todas las clases antes descritas).....	17
1.4 Selección de la mejor alternativa y posibles combinaciones	20
1.4.1 Confiabilidad y seguridad.....	21

1.4.2	Requerimiento del mercado.....	21
1.4.3	Tipo de carga	21
1.4.4	Peso.....	22
1.4.5	Costo.....	22
1.4.6	Materiales en el mercado.....	22
1.4.7	Factibilidad de construcción.....	22
1.4.8	Mantenimiento.....	22
1.5	Descripción de los sistemas seleccionados	24
1.5.1	Sistema cuchara (Under-lift/Wheel-lift).....	24
1.5.2	Ventajas del sistema	25
1.5.3	Desventajas del sistema	25
1.5.4	Partes del sistema Under-lift/Wheel-lift	25
1.5.5	Principio de funcionamiento.....	28
1.6	Sistema Boom Pluma.....	31
1.6.1	Ventadas de Sistema de Rescate con Boom (Pluma)	32
1.6.2	Desventajas de Sistema de Rescate con Boom (Pluma).....	32
1.6.3	Partes del Sistema de Pluma.....	32
1.6.4	Principio de Funcionamiento.....	33
1.7	Descripción de Elementos	34
1.7.1	Sistema Estructural	34
1.7.2	Sistema de Acoplamiento	34
1.7.2.1	King Pin	34
1.7.2.2	Quinta Rueda	35
1.7.3	Sistema Cabestrante.....	36
1.7.3.1	Malacate o Torno	36

1.7.3.2	Poleas	36
1.7.3.3	Cable	37
1.7.3.4	Gancho	37
1.7.3.5	Estabilizadores	38
1.7.4	Patas de apoyo (tren de aterrizaje).....	38
1.8	Accesorios para sistemas Under-lift/Wheel-lift.....	38
1.9	Características del diseño.....	39
1.9.1	Falso chasis normalizado.....	41
1.9.2	Refuerzos en la configuración geométrica	42
1.9.3	Refuerzos de las bases de los brazos tato superior como inferior	43
CAPITULO II		44
CALCULOS DEL DISEÑO Y AUTOMATIZACION DEL SISTEMA.....		44
2.1	Introducción	44
2.2	Análisis Estático	45
2.2.1	Análisis Estático De Boom De Auxilio.....	45
2.2.1.1	Análisis Estático De Cuchara Underlift / Wheelift.....	47
2.2.1.1.1	Análisis Estático De La Cuchara A 8°.....	47
2.2.1.1.2	Análisis Estático De La Cuchara A 10°.....	49
2.3	Análisis Resistivo	51
2.3.1	Análisis Resistivo De Cuchara	51
2.3.1.1	Validación de análisis resistivo de la Cuchara.....	57
2.3.1.2	Distribución de Esfuerzos	62
2.3.1.2.1	Distribución de Esfuerzos Normales.....	62
2.3.1.2.2	Distribución de Esfuerzos Cortantes.....	63
2.3.1.3	Flecha Máxima y Ángulo de Giro.	66

2.3.1.4	Análisis de Cargas Axiales.	68
2.3.1.4.1	Corte # 1	69
2.3.1.4.2	Corte # 2	69
2.3.1.4.3	Corte # 3	70
2.3.2	Análisis de Boom superior.	71
2.3.3	Falso Chasis.....	71
2.4	Automatización del Sistema.	73
2.4.1	Actuadores	74
2.4.1.1.1	Actuador Tercera Sección Boom Cuchara	74
2.4.1.1.2	Actuador Segunda Sección Boom Cuchara	75
2.4.1.1.3	Actuador Inclinación Nivel de Boom Cuchara	76
2.4.1.1.4	Actuadores Elevación Cuchara	77
2.4.1.1.5	Actuadores Elevación e Inclinación de Boom Superior.....	77
2.4.1.1.6	Actuadores Sección de Boom Superior.....	78
2.4.2	Bomba y Toma de Fuerza.....	79
2.4.2.1	Cálculos de Caudal	79
2.4.2.1.1	Actuador Tercera Sección Boom Cuchara	79
2.4.2.1.2	Actuador Segunda Sección Boom Cuchara	80
2.4.2.1.3	Actuador Inclinación Nivel de Boom Cuchara	80
2.4.2.1.4	Actuadores Elevación Cuchara	80
2.4.2.1.5	Actuadores Elevación e Inclinación de Boom Superior.....	81
2.4.2.1.6	Actuadores Sección de Boom Superior.....	81
2.4.2.2	Selección de toma de fuerza	82
2.4.2.3	Relaciones de Transmisión.	82
2.4.2.4	Selección de la Bomba.....	82

2.4.2.5	Comprobación de la Bomba	83
2.4.3	Deposito.....	83
2.5	Circuito Hidráulico	84
2.5.1	Circuito Hidráulico de Cuchara.....	84
2.5.1.1	Funcionamiento Grupo 1	85
2.5.1.2	Funcionamiento Grupo 2	85
2.5.1.3	Funcionamiento Grupo 3	86
2.5.2	Circuito Hidráulico de Boom Superior.....	87
2.5.2.1	Funcionamiento Grupo 1	88
2.5.2.2	Funcionamiento Grupo 2	88
2.6	Presentación del Diseño	89
CAPÍTULO III		91
SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DEL DISEÑO		91
3.1	Introducción	91
3.2	Análisis del Boom.....	93
3.2.1	Análisis del factor de seguridad del Boom	94
3.2.2	Análisis de las deformaciones del Boom.....	97
3.3	Análisis del Underlift	99
3.3.1	Análisis Factor de seguridad del Underlift con una carga de 20 TON.....	99
3.3.2	Análisis de las deformaciones con una carga de 20TON	103
3.3.3	Análisis del factor de seguridad Underlift con una carde de 20TON.....	105
3.3.4	Análisis Factor de Seguridad Underlift con la carga real en el cucharon.....	106
3.3.5	Análisis deformaciones Underlift con la carga real del cucharon	107
3.4	Análisis de resultados finales de la estructura modificada	109
3.4.1	Resultados finales en el Boom superior	109

3.4.2	Resultados finales de las deformaciones del Boom superior	110
3.4.3	Resultados finales de la concentración de esfuerzos	111
3.4.4	Resultados finales del factor de seguridad del boom superior	112
3.5	Resultados finales del Underlift con una carga vertical.....	112
3.5.1	Resultados finales de las deformaciones del Underlift.....	112
3.5.2	Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift	114
3.5.3	Resultados finales del factor de seguridad del Underlift	116
3.6	Resultados finales del Underlift con una carga de tiro de 20TON	116
3.6.1	Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift con una carga de tiro	117
3.6.2	Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift con una fuerza de tiro.....	118
3.6.3	Resultados finales del factor de seguridad del Underlift con una fuerza de tiro 120	
3.7	Tabla comparativa de resultados.....	121
CAPITULO IV.....		125
ANALISIS ECONOMICO		125
4.1	Introducción	125
4.2	Costos.....	125
4.2.1	Análisis de costos directos.....	125
4.2.1.1	Accesorios y suministros	125
4.2.1.2	Materiales.....	126
4.2.1.3	Diseño	127
4.2.1.4	Fabricación y ensamble	128
4.2.2	Análisis de costos indirectos.....	128
4.3	Costos totales	128

4.4	Análisis de factibilidad económica	129
4.4.1	Respuesta de cotización No. 1	129
4.4.2	Respuesta de cotización No. 2	130
4.4.3	Respuesta de cotización N° 3	131
4.4.4	Respuesta de cotización No 4	132
4.5	Comparación de Costos	133
4.6	Conclusiones y Recomendaciones.	134
4.6.1	Conclusiones.....	134
4.6.2	Recomendaciones	135
	Bibliografía.....	136
	ANEXOS	139
	ANEXO A.....	140
	Comunicado de Dimensiones y Pesos aplicados en el País.	140
	ANEXO B.....	141
	Cabezal Recomendado para la Aplicación.	141
	ANEXO C.....	142
	KingPing y su Conexión.	142
	ANEXO D.....	145
	Propiedades Resistivas de Acero Estructural A-36.	145
	ANEXO E	146
	Perfiles recomendados en Construcción.	146
	ANEXO F	147
	Planchas recomendadas en Construcción.	147
	ANEXO G.....	148
	Proformas.....	148

ANEXO H.....	149
Proformas Modelos de Importación.....	149
ANEXO I	150
Modificación de Chasis.	150

1 Índice de Figuras

Figura 1 Remolcador único en Ecuador	3
Figura 2 Cabezal	5
Figura 3 Cabezal de un eje	6
Figura 4 Cabezal de dos ejes.	6
Figura 5 Tractores de largo recorrido	7
Figura 6 Camiones de ciudad y de corto radio	7
Figura 7 Camiones de doble y triple configuración	8
Figura 8 Camiones de doble y triple configuración para montaña y autopista	8
Figura 9 Tipos de Grúa según norma UNE 58-501-58[9].....	9
Figura 10 Grúa Automotriz y desplazable con giro total.	10
Figura 11 Grúa Automotriz y desplazable con giro parcial.....	11
Figura 12 Grúa Automotriz con pluma no orientada.....	11
Figura 13 Grúa sobre camión con giro total.	12
Figura 14 Grúa sobre camión con giro parcial.	12
Figura 15 Grúa sobre camión con pluma no orientada.....	13
Figura 16 Clasificación de Grúas y Transportadores de Automóviles.	14
Figura 17 Boom.....	15
Figura 18 Grúa Underlift.	16
Figura 19 Grúa Gancho y Cadena.	16
Figura 20 Vehículos remolcadores de superficie plana.....	17
Figura 21 Grúas Integradas.....	18
Figura 22 Underlift desmontable a la quinta rueda.	19
Figura 23 Sistema Under-lift Desmontable.	24
Figura 24 Partes del Sistema Under-Lift/Wheel-Lift.	26
Figura 25 Esquema de Componentes del Sistema Wheel-Lift.	27
Figura 26 Esquema de Componentes del sistema Under-lift.	28
Figura 27 Sistema Under-Lift.....	28
Figura 28 Esquemático del Sistema	29
Figura 29 Desplazamiento longitudinal del Sistema.	30

Figura 30 Movimiento vertical del Sistema Under-Lift	30
Figura 31 Máxima inclinación inferior del Sistema Under-Lift.....	30
Figura 32 Boom telescópico	31
Figura 33 Componentes de Vehículo de rescate Boom.....	33
Figura 34 Principio de Funcionamiento de Pluma.	34
Figura 35 Carga del King Pin	35
Figura 36 Quinta rueda	35
Figura 37 Malacates (Winches).....	36
Figura 38 Accesorios	39
Figura 39 Controles inalámbricos.....	39
Figura 40 Esquema de Boom de Auxilio	45
Figura 41 Diagrama de Cuerpo Libre Boom de Auxilio	46
Figura 42 Esquema del Sistema Wheellift / Underlift.....	47
Figura 43 Diagrama de cuerpo libre del Sistema Cuchara.	48
Figura 44 Esquema del Sistema Wheellift / Underlift.....	49
Figura 45 Diagrama de cuerpo libre del Sistema Cuchara.	50
Figura 46 Distribución de Cargas de Cuchara.....	52
Figura 47 Esquemático de Boom de la Cuchara	52
Figura 48 Diagrama Cuerpo Libre Cuchara 20 KN	53
Figura 49 Diagrama Cortante Máximo.....	53
Figura 50 Diagrama de Momento Máximo	53
Figura 51 Nomenclatura del Perfil	55
Figura 52 Esquemático de Boom de la Cuchara	57
Figura 53 Diagrama Cuerpo Libre Cuchara 20 KN	59
Figura 54 Diagrama Cortante Máximo.....	59
Figura 55 Diagrama de Momento Máximo	59
Figura 56 Distribución de Esfuerzos.	63
Figura 57 Distribución de Esfuerzos Cortantes.	65
Figura 58 Diagrama de Flecha Máxima y Angulo de Giro.	66
Figura 59 Diagrama de Cargas Axiales.....	68
Figura 60 Corte #1.....	69

Figura 61 Corte #2.....	69
Figura 62 Corte #3.....	70
Figura 63 Perfil seleccionado Falso chasis.....	72
Figura 64 Falso Chasis del Remolcador.....	72
Figura 65 Falso Chasis	73
Figura 66 Actuador Tercera Sección Boom Cuchara.....	75
Figura 67 Actuador Segunda Sección Boom Cuchara.....	76
Figura 68 Actuador Inclinación de Boom Cuchara.....	76
Figura 69 Actuador Elevación Cuchara.....	77
Figura 70 Actuador Elevación Inclinación Boom Superior.....	78
Figura 71 Actuador Sección Boom Superior.....	78
Figura 72 Circuito Hidráulico de Cuchara.....	84
Figura 73 Diagrama posición fase de Grupo 1.....	85
Figura 74 Diagrama posición fase de Grupo 1.....	86
Figura 75 Diagrama posición fase de Grupo 1.....	86
Figura 76 Circuito Hidráulico de Cuchara.....	87
Figura 77 Diagrama posición fase de Grupo 1.....	88
Figura 78 Diagrama posición fase de Grupo 1.....	88
Figura 79 Remolcador Grúa desmontable a la Quinta Rueda.....	89
Figura 80 Remolcador Grúa desmontable a la Quinta Rueda.....	89
Figura 81 Diseño para la estructura de rescate	92
Figura 82 Posición crítica del boom	94
Figura 83 Vista centrada en el Boom	95
Figura 84 Base del Boom	96
Figura 85 Análisis del Factor de seguridad del King Pin	96
Figura 86 Deformación crítica del Boom	97
Figura 87 Perspectiva del Boom.....	98
Figura 88 Análisis del King Pin	99
Figura 89 Factor de seguridad del Underlift en condiciones críticas	100
Figura 90 Inicio de fallas en el Underlift.....	100
Figura 91 Falla del brazo del Underlift	101

Figura 92 Acople falso chasis.....	102
Figura 93 Factor de seguridad del King Pin en función del Underlift	103
Figura 94 Deformación total en condiciones críticas	103
Figura 95 Deformación del brazo del Underlift	104
Figura 96 Deformaciones de la cuchara	105
Figura 97 Factor de seguridad con una carga de 20 TON	106
Figura 98 Factor de seguridad del Underlift con carga real	106
Figura 99 Factor de seguridad del soporte del Boom del Underlift	107
Figura 100 Perspectiva de la deformación del Underlift.....	108
Figura 101 Deformación en el soporte del Underlift.....	109
Figura 102 Deformaciones en la Base del Boom	110
Figura 103 Deformación general del Boom	111
Figura 104 Concentración de esfuerzos en el boom y la base del Boom	111
Figura 105 Factor de seguridad del boom	112
Figura 106 Esfuerzos en el falso chasis.....	113
Figura 107 Concentración de esfuerzos en el Underlift	114
Figura 108 Concentración de esfuerzos en el soporte del Underlift.....	115
Figura 109 Concentración de esfuerzos en la estructura del Underlift.....	115
Figura 110 Factor de seguridad	116
Figura 111 Deformación de tiro en el falso chasis	117
Figura 112 Deformación del brazo del Underlift sometido a tiro	118
Figura 113 Concentración de esfuerzos en el falso chasis con una fuerza de tiro	118
Figura 114 Concentración de esfuerzos en el brazo del Underlift con una fuerza de tiro..	119
Figura 115 Concentración de esfuerzos en el soporte del brazo del Underlift con una fuerza de tiro.....	120
Figura 116 Factor de seguridad del Underlift con una fuerza de tiro	120

Índice de Tablas

Tabla 1 Jerarquización de atributos.	21
Tabla 2 Ponderación de Alternativas.	23
Tabla 3 Lista de Componentes del sistema Wheel-Lift.	26
Tabla 4 Componentes del Sistema Under-Lift.	27
Tabla 5 Componentes del Sistema Boom.	33
Tabla 6 Promedio de pesos de camiones[42]–[48].....	40
Tabla 7 Propiedades del Perfil seleccionado.	56
Tabla 8 Parámetros de Funcionamiento del Sistema [62].	82
Tabla 9 Valores de las cargas aplicadas en el diseño[43]–[46], [48]	92
Tabla 10 Valores admisibles del factor de seguridad[10], [52]–[55], [66], [69].....	93
Tabla 11 Resumen resultados (Boom).....	121
Tabla 12 Resumen de resultados del Underlift.....	122
Tabla 13 Resumen de resultados del Underlift con una carga de tiro	122
Tabla 14 Resumen de resultados finales del Boom con una carga perpendicular.....	123
Tabla 15 Resumen de resultados finales del Underlift con una carga perpendicular	123
Tabla 16 Resumen de resultados finales del Underlift con una carga de tiro	124
Tabla 17 Costos de Suministros y Accesorios.	126
Tabla 18 Costos de Materiales.	127
Tabla 19 Costos de Diseño.	127
Tabla 20 Costos de Mano de Obra.	128
Tabla 21 Costos Totales.	129
Tabla 22 Precios de las cotizaciones	133

CAPÍTULO I

ESTADO DE ARTE CAPACIDADES DE DISEÑO

1.1 Introducción

En este capítulo se hará referencia a la clasificación de los vehículos, específicamente a la maquinaria pesada o tracto camiones, se detallara sus dimensiones, capacidades, utilidades, y posibles aplicaciones, manteniendo los estándares de los fabricantes y según las normas establecidas para estas maquinarias.

Se deberá tomar en cuenta cada una de las normalizaciones tanto para circular, operar y modificar dichos vehículos dependiendo la aplicación escogida.

En este caso se designara al vehículo para aplicaciones de rescate y remolque, para lo cual las normas exigen cumplir con especificaciones detalladas, tales como los refuerzos del chasis y proporcionar una estabilidad a dicho vehículo.

La aplicación en la cual se centrara este tema de tesis son los vehículos de remolque y de rescate, y como se puede modificar un tracto camión para dicha aplicación ya que al convertirse en un vehículo de estos se debe considerar las cargas máximas permisibles en el chasis, que no deberá afectar a las modificaciones permitidas para esta aplicación.

Se deberá tomar en cuenta las normas de transporte de cargas, ya que estas indicaran las infracciones que se deben evitar tales como sobrepasar el peso permitido de remolque o alturas permitidas, así como las normas de circulación, y estas son las que determinaran los lugares en donde se podrá operar estos vehículos y tener en cuenta las restricciones que estas funciones implica.

Se establecerá que la configuración principal sea desmontable ya que ofrecerá mayores ventajas, y para esta configuración se establecerá una combinación de dos funciones como son las de un boom para elevar peso en la parte superior, y un remolcador en la parte inferior para emplear en esta estructura, esperando donar un aporte a los diseños utilizados para el rescate. Luego de establecer las características de las configuraciones para los rescate, transporte, y carga, para obtener una combinación favorable, se preestablecerá un estudio de una carga máxima permitida para que sea asistida cualquiera que sea su falla o daño que se encuentre dentro de las prestaciones de este tipo de vehículos.

Este estudio se realizara gracias al aporte de las fichas técnicas y sus especificaciones de las distintas marcas de tracto camiones disponibles en el Ecuador, con los pesos obtenidos se plantea el estudio mencionado y al obtener la carga máxima permitirá dar paso al siguiente capítulo y empezar a dimensionar la estructura deseada.

1.2 Antecedentes

El transporte es un bien de la sociedad el cual ha fundamentado el progreso o relegamiento de muchos pueblos, entonces, el transporte es el medio por el cual se da el traslado de un lugar a otro de personas o de bienes.

Todo esto se le conoce como transporte comercial pero se distingue un transporte comercial de personas, que se clasifica como servicio de pasajeros y un transporte de bienes que se refería al transporte comercial de bienes materiales, en este documento nos enfocaremos al transporte de bienes, pero específicamente nos referiremos al transporte de automotores pesados.

Al referirnos a este tipo de transporte se incluye aspectos como servicios adicionales de remolque, rescate de este tipo de vehículos. Para garantizar el adecuado servicio el mercado establecido a los vehículos de maquinara pesada como cabezales para garantizar el servicio.

1.2.1 Planteamiento del Problema.

Las averías más comunes en automóviles o camiones, representan la paralización total del vehículo y en nuestro medio las grúas rescate poseen un gancho el cual ocasiona daños en la parte frontal del vehículo, en algunos casos el fallo inmoviliza el vehículo el cual requiere de presencia de un Mecánico Automotriz en el sitio mismo del fallo, lo que representa transporte y tiempo, en el caso específico de que sea un camión de carga para ponerlo en marcha representa suprimir la carga del vehículo generando elevados costos como de transporte como de reparación.

En el medio existe un único vehículo remolcador y grúa, las limitaciones de este vehículo se basan en que es un único vehículo que cubre esta necesidad, además de ello el diseño que presenta es un solo cuerpo con el chasis del automotor.



Figura 1 Remolcador único en Ecuador¹

Por este hecho se da la necesidad de diseñar un remolcador y grúa rescate que presente factibilidades en su diseño, al proponer la opción de que el remolcador y la grúa sea desmontable de la carrocería, generaría un gran beneficio para las empresas adquirientes del

¹ Fuente: Grúas PILICITA remolque para todo tipo de carro, buses, camiones, cabezales; [en línea]. Consultado [08 de Septiembre de 2014]. Disponible <<http://www.wordy.photos/index.php?keyword=gruas%2520alvarez%2520malaga%2520rescate>>

sistema ya que el automotor no se limitaría a cumplir estas funciones, sino que podría cumplir funciones como la de transporte entre otros.

1.2.2 Justificación

El tema planteado está bajo el soporte de un ideal de la empresa local dedicada a el área de la oleo-hidráulica empleada en vehículos pesados denominada Movimiento Hidráulico "GALAN", esta empresa implementa y genera mantenimiento en vehículos como plataformas autocargables, vehículos recolectores de basura, volquetas, bañeras, grúas y todo tipo de equipo de equipo caminero[1]. La posterior implementación de este tipo de vehículos facultara a que muchas empresas dedicadas al servicio de la transportación y rescate ya se de carga o en el caso específico de las empresas de grúas brinde un mejor servicio en el momento de remolcar[1] o rescatar a algún automotor que haya sufrido un desperfecto o algún accidente en las vías, o sea el caso de las empresas que posean un servicio de garantías de camiones[2].

De igual manera favorece notablemente en la optimización de recursos ya que el cabezal a emplearse como remolcador y grúa en un solo vehículo permite generar arrastre y salvamento de vehículos, principalmente camiones que como se menciona anteriormente es un área poco satisfecha, además de ello el vehículo puede ser empleado también por la compañía adquiriente como vehículo de transporte de plataformas, camas bajas, bañera o cualquiera de los requerimientos de la empresa. El beneficio en costos que estos representan significa el ahorro en costos de transportación ya que este cabezal será multipropósitos.

1.2.3 Alcance del Proyecto

El remolcador-grúa está destinado a abastecer el mercado de rescate y transporte de vehículos pesados y de su carga si es que existiera alguna, descartando la opción de emplear otros vehículos para llevar la mencionada carga; este cabezal además se convertía en un camión

multiusos ya que no se limitaría a ser empleado como un vehículo de rescate, este puede ser empleado como elemento de transporte de bañeras, plataformas, cama bajas empleados en el servicio de la transportación. Las empresas pueden adquirir este sistema para no depender de las compañías dedicadas al servicio de rescate y transporte, económicamente la implementación de este proyecto permite el beneficio de mejores ingresos reduciendo drásticamente los costos en el rescate y remolque del vehículo.

En base a estos requerimientos el alcance final será la presentación de los diseños estructurales como de los diseños necesarios para la automatización del proyecto, todo respaldado con sus respectivos planos y simulaciones de validación.

1.3 Generalidades

1.3.1 Cabezal o tracto – camión

El cabezal también conocido como tracto camiones es un tipo de vehículo autopropulsado que mantiene en sus diseños básicos la factibilidad de soportar y arrastrar cargas de diferentes índoles ya sean estas sólidas líquidas o gaseosas, las cuales se ubicarán en contenedores específicos que se ubicarán sobre una plataforma que se adaptará al cabezal mediante un elemento conocido como quinta rueda, o mediante una estructura que puede estar de manera fija en el chasis del cabezal [1], [3].



Figura 2 Cabezal²

² Fuente: Daimler Trucks North America LLC. FREIGHTLINER; Legacy Models; [en línea]. Consultado: [16 de Noviembre del 2014]. Disponible: < <http://www.freightlinertrucks.com/Trucks/Models/Legacy/>>

Para referirnos mejor a estos vehículos se los clasifica según los fabricantes que puede ser, de un eje o de dos ejes.

- a. Cabezal de un eje.- los cabezales de un eje son vehículos que cuentan con un eje de dirección y un solo eje de tracción, estos vehículos tienen un radio pequeño de giro y es dependiente de la distancia entre ejes con la que cuenta el cabezal; la distancia entre ejes es una distancia que se mide del centro del eje de dirección al centro del eje de tracción[3], [4].

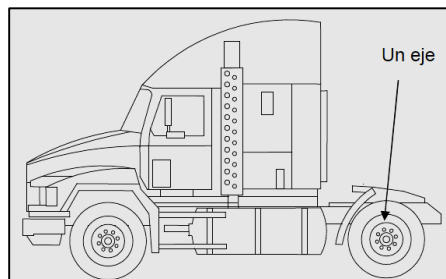


Figura 3 Cabezal de un eje³

- b. Cabezal de dos ejes.- Estos vehículos se los conoce como Tándem y difiere del anterior grupo porque cuentan con un eje de dirección y dos ejes de tracción permitiéndole al vehículo ganar mayor fuerza y mayor tracción; estos vehículos son usados para el transporte de carga pesada a lo largo de distancias de gran recorrido. Al contar con un eje adicional la distancia entre ejes se mide del centro del eje de dirección al centro del par de ejes del cabezal [3], [4].

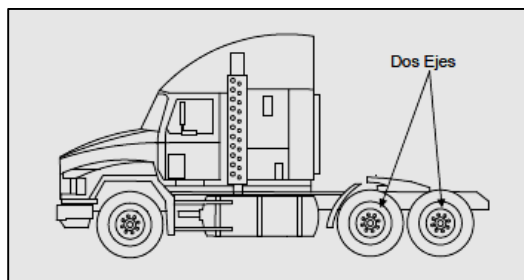


Figura 4 Cabezal de dos ejes.⁴

³ Fuente: Escuela Politécnica Nacional; Andrade Vargas José Miguel - Sánchez Acosta Héctor Patricio; Octubre 2007; [en línea]; Consultado: [14 de Noviembre del 2014]; Disponible: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/551/1/CD-1058.pdf>>

⁴ Fuente: Escuela Politécnica Nacional; Andrade Vargas José Miguel - Sánchez Acosta Héctor Patricio; Octubre 2007; [en línea]; Consultado: [14 de Noviembre del 2014]; Disponible: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/551/1/CD-1058.pdf>>

Las regulaciones que rigen a las características de los tracto-camiones están dadas por la American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO) que establecen cuatro tipos, en la que se mantienen diferencias en función longitudes de radio las cuales se presentan en la Figura 4, 5, 6, 7.

a. Camiones de largo recorrido (Typical long-haul tractors)

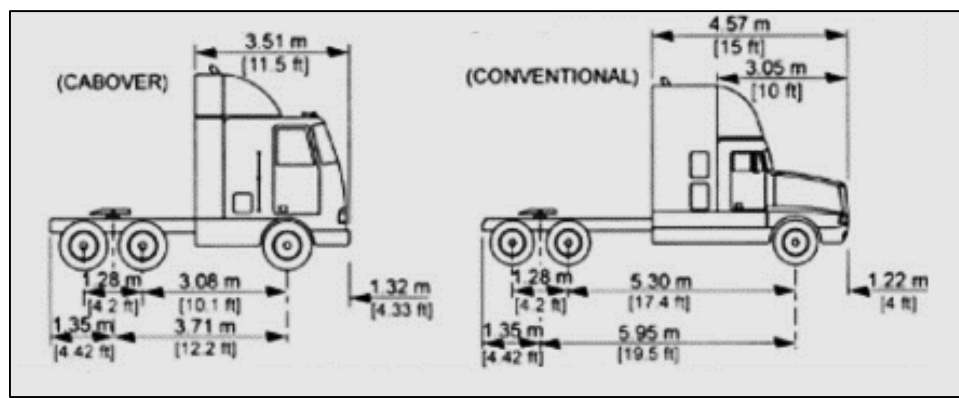


Figura 5 Tractores de largo recorrido⁵

b. Camiones de ciudad y de corto radio (Typical city and short-haul tractors)

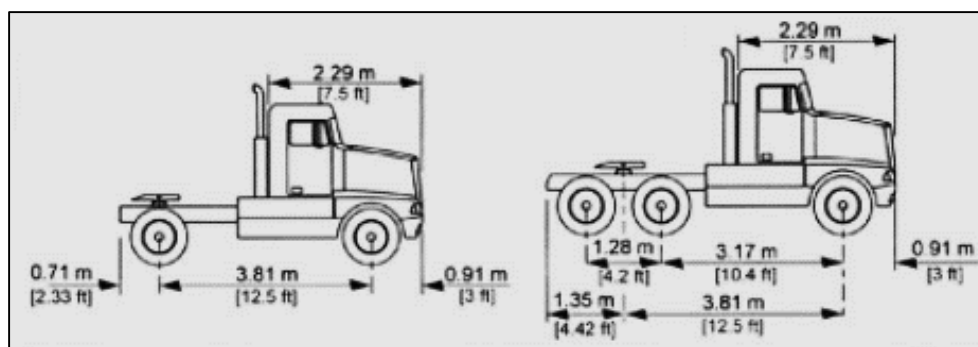


Figura 6 Camiones de ciudad y de corto radio⁶

⁵ Fuente: AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRASPORTATION OFFICIALS (ASSTHO), A police on geometric design of highways and streets, Unit State of America, 2001, 30 pg.

⁶ Fuente: AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRASPORTATION OFFICIALS (ASSTHO), A police on geometric design of highways and streets, Unit State of America, 2001, 30 pg.

- c. Camiones para doble y triple configuración (typical tractors for double and triple configuration)

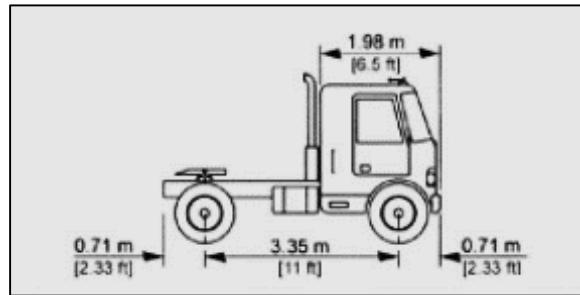


Figura 7 Camiones de doble y triple configuración⁷

- d. Camiones de doble y triple configuración para montaña y autopista (typical tractors for rocky mountain doublé & turnpike doublé configuration)

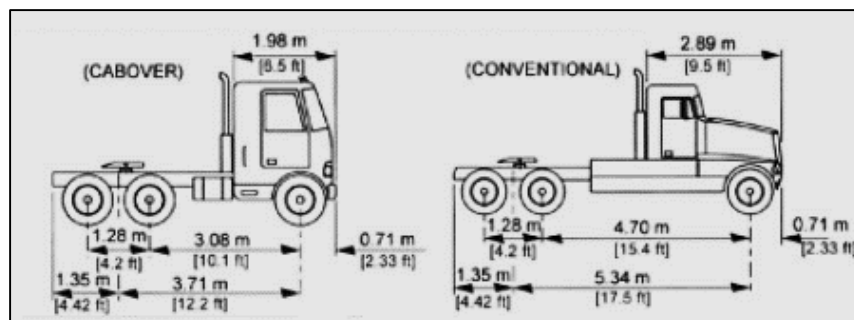


Figura 8 Camiones de doble y triple configuración para montaña y autopista⁸

Además de ello en el país el Ministerio de Transporte y Obras Públicas (MTO) aplica un acuerdo 491 de la Comunidad Andina (CAN) [5], [6], establece una guía de valores máximos tanto en dimensiones como de carga los diferentes tracto-camiones, en base a ello los cabezales por si solos se los clasifica como vehículos de tipo T2 para tracto-camiones de dos ejes con un peso máximo semejante a 18 Ton; y de un tipo T3 para tracto-camiones pero en

⁷ Fuente: AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS (ASSTHO), A police on geometric design of highways and streets, Unit State of America, 2001, 30 pg.

⁸ Fuente: AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS (ASSTHO), A police on geometric design of highways and streets, Unit State of America, 2001, 30 pg.

cambio de tres ejes con un peso máximo para este de 26 Ton. Estos datos proporcionados por el MTOP establecen los primeros criterios de diseño del producto.

1.3.2 Remolcadores y Grúas de Rescate

Los automóviles de auxilio transporte se han convertido poco a poco en elementos indispensables en las carreteras, desde la creación de la primera grúa en 1916 por Ernest Holmes[7], [8], que con la combinación de un grupo de poleas y cables se consideraron las primeras grúas estáticas; estos vehículos han evolucionado hasta poseer en la actualidad máquinas que superan en prestaciones a muchas de las grúas convencionales, todo esto con el fin último de brindar asistencia inmediata en el momento de un percance, accidentes, o cuando se requiere transportar vehículos donde se emplean ya no solamente poleas y cables, si no que se ha incorporado a esta rama la oleo hidráulica.



Figura 9 Tipos de Grúa según norma UNE 58-501-58[9]

Actualmente existe una gran variedad de tipos de grúas y remolcadores, y cada constructor los clasifica según sus condiciones de funcionamiento, según sus características estructurales, de esta manera la clasificación que se toma es la que establece la normalización AENOR con su norma UNE 58-501-78[9], la que clasifica a las grúas autopropulsadas en 7 tipos como se indica en la Figura 9.

1.3.3 Automotrices y Desplazables con giro total

Las grúas de este tipo están construidas a base de estructuras con capacidad de manejar cargas iguales o semejantes al peso al que han sido proyectadas, están incorporados, sobre la estructura de maquinaria pesada tales como orugas, la orientación que puede tomar la pluma es de un giro total [9],[10].

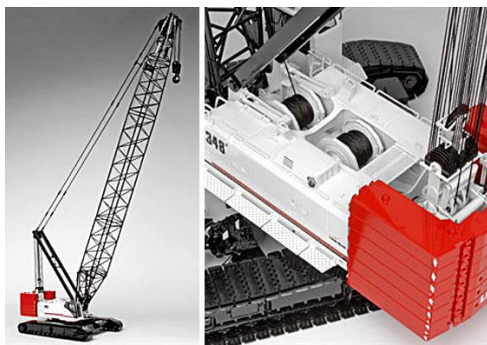


Figura 10 Grúa Automotriz y desplazable con giro total⁹.

1.3.4 Automotrices y Desplazables con giro parcial

En este tipo de grúas autopropulsadas mantiene la semejanza a las anteriormente descritas, con la ligera diferencia de que este tipo de grúas tienen restringido el giro de la pluma, en la mayoría de casos el giro está limitado a 180°[9][10].

⁹ Fuente: 348 HYLAB5, Cranes Link-Belt, [en línea], Consultado:[16 de Noviembre del 2014], Disponible en: <<https://www.yumpu.com/en/document/view/5126593/lattice-boom-crawler-crane-300-ton-link-belt-construction->



Figura 11 Grúa Automotriz y desplazable con giro parcial.¹⁰

1.3.5 Automotrices con Pluma no orientada

Estas grúas mantienen condiciones semejantes a las automotrices y desplazables con giro total y parcial, pero difieren ya que no cuentan con la capacidad de orientar la pluma; para generar un movimiento con la pluma se requiere de dar movimiento o brindar movimiento a los diferentes grupos de traslación y dirección [9], [10].



Figura 12 Grúa Automotriz con pluma no orientada.¹¹

¹⁰ Fuente: RTC-8090, Cranes Link-Belt, [en línea], Consultado:[16 de Noviembre del 2014], Disponible en: <<https://www.yumpu.com/en/document/view/6899761/90-ton-800-mt-rough-terrain-crane-link-belt-construction->>

¹¹ Fuente: RTC-8050, Crane Link-Belt, [en línea] Consultado: [16 de Noviembre del 2014], Disponible en: <<https://www.yumpu.com/en/document/view/6900026/rtc-8050-50-ton-link-belt-construction-equipment>>

1.3.6 Grúas sobre camión con giro total

En esta clase de maquina se posee grúas articuladas que van emplazadas sobre vehículos comerciales de carga, la grúa posee un movimiento que le permite ser orientada en varias direcciones; para generar este tipo de movimientos, la grúa debe estar adaptada a centralitas hidráulicas de gran potencia[9], [10].



Figura 13 Grúa sobre camión con giro total¹².

1.3.7 Grúas sobre camión con giro parcial



Figura 14 Grúa sobre camión con giro parcial.¹³

¹² Fuente: HTC-8670 , Cranes Link-Belt, [en línea], Consultado:[16 de Noviembre del 2014], Disponible en: < <https://www.yumpu.com/en/document/view/28411120/hydraulic-truck-crane-link-belt-construction-equipment>>

¹³ Fuente: HTT-8675 , Cranes Link-Belt, [en línea], Consultado:[16 de Noviembre del 2014], Disponible en: < <http://tractors.wikia.com/wiki/Link-Belt>>

Grúas de este tipo mantienen las condiciones de instalación semejante a la de camión con giro total, manteniendo muchas similitudes de igual manera a la anteriormente descrita su diferencia se presenta en el giro limitado del brazo grúa [9], [10].

1.3.8 Grúas sobre camión con Pluma no orientada

Para estas grúas el movimiento de la pluma se dicta por el movimiento del camión lo que imposibilita diferentes maniobras [9], [10].



Figura 15 Grúa sobre camión con pluma no orientada.¹⁴

1.3.9 Grúas semi-moviles de todas las clases antes descritas

Las características que mantienen estas son parecidas a todas las anteriormente descritas pero, requiere de elementos hidráulicos como cilindros o gatos para maniobrar las cargas máximas; la traslación de carga es limitada[6], [7].

¹⁴ Fuente: HC-218, Cranes Link-Belt, [en línea], Consultado:[16 de Noviembre del 2014], Disponible en: <<http://www.crane-pedia.com/2014/07/fmc-link-belt-hc218-lattice-boom-truck.html>>

1.3.10 Remolcados

Este tipo de maquinaria no cuentan con la capacidad de movilizarse con su propio motor, por eso requiere de variantes de propulsión exterior.

La clasificación antes descrita hace referencia hacia grúas pero en mucho de los casos estas no hacen referencia a un vehículo de rescate o de transporte[11], para referirnos a este tipo de vehículos nos centraremos en las grúas automotrices y desplazables con pluma no orientable, grúas sobre camión con pluma no orientable y grúas remolcadas.

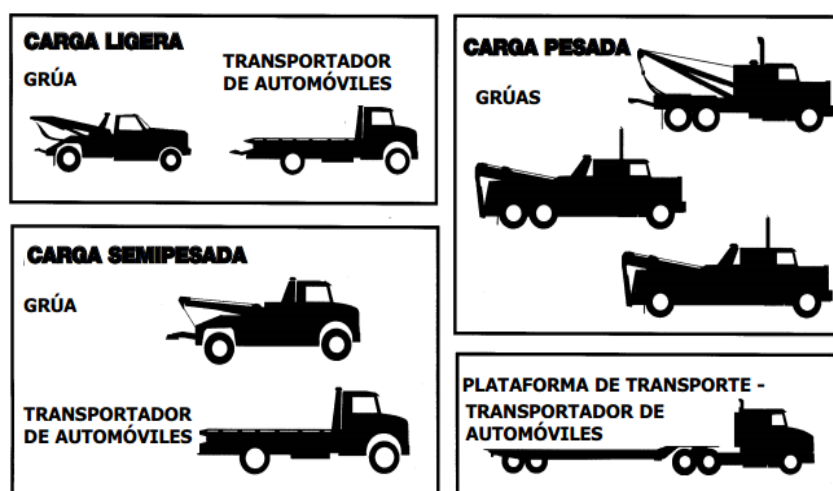


Figura 16 Clasificación de Grúas y Transportadores de Automóviles.¹⁵

Sin embargo existen una serie de adaptaciones producto de la evolución de este tipo de maquinaria, como por ejemplo plataformas auto cargables, cama baja, o remolcadores tipo cuchara, siguiente a esto se dará una breve descripción de los tipos de vehículos de grúas rescate y transporte y su evolución, por su puesto cada una cuenta una clasificación o que está dada en función de la carga como se visualiza en la Figura 16, en las siguientes secciones se describirán cada modelo.

¹⁵ Fuente: Clasificación de Grúas y Transportadores de Automóviles, Suplemento del Manual de Conductor: Aval para conducir grúas, Departamento de Vehículos Automotores, Estado de New York, [en línea], Consultado: [10 de Octubre del 2014], Disponible en: <<http://dmv.ny.gov/forms/mv14s.pdf>>

1.3.10.1 Boom (sobre camión con pluma no orientable)

Muchas de las clasificaciones no lo establece como un vehículo pero se considera como un equipo con mucha utilidad en un transporte de rescate, se compone básicamente de un elemento estructural con funcionalidad hidráulica u oleo- hidráulica en la cual su principal característica es el alcance que este posea, el ángulo y la altura de elevación[12], [13], como visualizamos en la Figura 17.



Figura 17 Boom.¹⁶

Una aplicación concisa de automotor es el de rescate de vehículos desde canales a sequias o barrancos para colocarlos y estabilizarlos sobre el camión.

1.3.10.2 Underlift (sobre camión con pluma no orientable)

Esta variante de grúa remolcadora ha sido una de las más innovadoras ya que omite el uso de ganchos o eslingas, al contrario emplea un mecanismo semejante a una cuchara donde el

¹⁶ Fuente: Grúas 3D de 30 Toneladas, Industrias Duran Duran, [en línea], Consultado: [17 de Septiembre del 2014], Disponible en: < http://www.durandurangruas.com/specs/futuro_3d.htm>

camión se adapta mediante unos apoyos a la suspensión tanto delantera como posterior de los vehículos evitando que este destruya la carrocería o para choques [13]–[15].



Figura 18 Grúa Underlift.¹⁷

1.3.10.3 Gancho y Cadena (sobre camión con pluma no orientada)

Estas grúas están consideradas en esta clasificación ya que poseen una pluma estática; en este tipo de equipamiento las cadenas se entrelazan alrededor del eje de la grúa, que se ubica en la parte superior del cabestrante de la grúa, a su vez se apoya sobre gomas de tal manera que el automotor a ser remolcado tome los puntos de apoyo bajo el otro eje.



Figura 19 Grúa Gancho y Cadena.¹⁸

¹⁷ Fuente: Grúas Underlift de 16000, Industrias Duran Duran, [en línea], Consultado: [17 de Septiembre del 2014], Disponible en: < http://www.durandurangruas.com/specs/underlift_16.htm>

¹⁸ Fuente: Grúas de Arrastre Futuro 1, Industrias Duran Duran, [en línea], Consultado: [17 de Septiembre del 2014], Disponible en: < http://www.durandurangruas.com/specs/futuro_1a.htm>

Las variantes en este tipo de equipamiento que aún se siguen empleando en nuestro medio son las denominadas eslingas, la desventaja de este tipo de accesorios es que en el momento de remolcar un automóvil o un camión raya o destruye los parachoques de forma parcial o por completo, aunque a veces esta característica se vuelve ventaja en vehículos accidentados o coches que les falten ruedas [13], [16].

1.3.11 De superficie Plana (remolcadas)

Los vehículos de superficie plana se caracteriza por poseer accesorios que se consideran como ventajas sobre los anteriores tipos de vehículos descritos, está compuesto por una plataforma adaptada al chasis del vehículo que puede inclinarse y desplazarse mediante mecanismos hidráulicos hasta alcanzar el nivel del suelo, esto permite ubicar el automóvil a remolcar sobre la cama mediante propios mecanismos o con ayuda un torno o winch, además de ello se considera ágil, ya que se desliza el vehículo a remolcar sobre la plataforma sin ningún tipo de conexión extra en la centralita [14].



Figura 20 Vehículos remolcadores de superficie plana.¹⁹

1.3.12 Integrado (semi – móviles de todas las clases antes descritas)

En este tipo de vehículos englobamos dos o más características de los vehículos antes mencionados, además de ello cuentan con una centralita hidráulica la cual reduce consumo

¹⁹ Fuente: Grúa de Plataforma con Wheel Lift 2, Industrias Duran Duran, [en línea], Consultado: [17 de Septiembre del 2014], Disponible en: <http://www.durandurangruas.com/specs/futuro_2a.htm>

de carga y facilita el montaje de válvulas y controles sobre el vehículo destinado a este propósito[13].



Figura 21 Grúas Integradas.²⁰

Como se ha mencionado a lo largo de este documento la evolución e innovación de este tipo de vehículos es constante, ya que los fabricantes año a año mejoran sus diseños y modelos, tanto en equipamiento como en accesorios, en los últimos años se ha desarrollado una variante al tipo de grúa remolcador Underlift, los diseñadores han logrado que este tipo de remolcador se convierta en un accesorio para cabezales con quinta rueda como se puede visualizar en la Figura 20, ya que en la innovación de esto se ha logrado darle un doble propósito a dicho vehículo ya que no solo se utilizara como un remolcador, sino además de eso se puede utilizar de transporte para cama baja, bañeras etc.; esta sería una gran utilidad para las empresas o los dueños de dichos vehículos ya que sería un gran ahorro económico, o inversión; de cualquier punto de vista sería una utilidad para este tipo de innovación.

A continuación se detalla los factores de riesgo de las grúas y las normas de seguridad para poder desarrollar una estructura de este tipo, con las distintas aplicaciones que la misma puede implicar, cada una de las sugerencias a continuación detalladas, son experiencias ya

²⁰ Fuente: Miller Industries Towing Equipment Century 2465, Miller Industries, [en línea], Consultado: [16 de Septiembre del 2014], Disponible en:
<<http://www.millerind.com/products/product.php?bid=1&cid=2&pid=137>>

plasmadas para poder evitar accidentes y cada vez reducir los riesgos que implica esta aplicación, sobre todo cuando se trata de rescate.



Figura 22 Underlift desmontable a la quinta rueda.²¹

En el documento de Notas Técnicas de Prevención (NTP) [17], se expone puntualmente los riesgos que se debe evitar como medida de seguridad en las, “Grúas Hidráulicas Articuladas sobre camión (GHA)”;

el mismo documento nos expone las normas de seguridad que el operador debe tomar en cuenta.

Se debe empezar por el conocimiento de las partes que compone dicha grúa y la función que realiza cada una de ellas y con ayuda del texto NTP [17], se detalla a continuación.

Las grúas de rescate y los remolcadores que vienen a ser vehículos de carga están compuestos de una estructura la cual dispone de un brazo articulado, un Boom, Winch, o bien un remolcador que puede ser de diversos tipos, como por ejemplo; tipo cuchara, o plataforma; estas distintas configuraciones pueden combinarse para formar un vehículo de rescate o carga con un rango mayor de aplicaciones, y todo esto se monta sobre un chasis de un camión comercial el cual, puede contar con un rango extenso para poder moderar el peso a cargar,

²¹Fuente: MDTU-20, Mero Tow Trucks, [en línea], Consultado: [18 de Septiembre del 2014], Disponible en: <<http://www.metrotowtrucks.com/Detachables/MDTU-20.aspx>>

dicho rango puede extenderse hasta un cabezal de tráiler si se necesita remolcar grandes pesos[18].

Entre las partes principales esta la base donde se puede combinar las distintas configuraciones como por ejemplo se puede emplear un brazo con un remolcador, y donde se encuentran los puntos de anclaje, en esta parte en singular se puede determinar si la estructura será fija o intercambiable para el vehículo portador de dicha estructura; luego de esto es indispensable unos estabilizadores ya que con el peso a cargar es necesario tener unos puntos de apoyo hasta estabilizar la carga para poder transportarla o remolcarla.

Los factores de riesgo y los riesgos que presentan estos vehículos al operarlos están indicados en el documento NTP [17] así como las medidas de prevención.

1.4 Selección de la mejor alternativa y posibles combinaciones

Para obtener una selección de la mejor alternativa se va emplear el método del atributo ponderado, el cual consiste en la valoración de la importancia de cada uno de los atributos[4], [19], [20], empleado las siguientes ecuaciones se puede obtener la valoración de cada atributo:

$$W_i = \frac{\text{puntuacion } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^m \text{puntuacion } i \text{ de importancia}} \quad (1.1)$$

W_i son los pesos importantes de los atributos, con esta ecuación obtenemos la puntuación para la importancia de cada uno de los atributos que se tomen en cuenta en el cuadro ponderativo, la puntuación se considera de la siguiente manera debido a la tabla:

Tabla 1 Jerarquización de atributos.²²

EVALUACION	JERARQUIZACION
MUY POBRE	0-2
POBRE	3-5
BUENA	6-8
MUY BUENA	7-10

Entre los atributos seleccionados se tomó en cuenta los principales para un diseño de este tipo [21] y a continuación se definirá cada uno de ellos.

1.4.1 Confiabilidad y seguridad

Es un atributo considerado con la mayor importancia ya que de este depende la seguridad de las personas a cargo de este diseño, y está en juego el transporte de una carga de gran magnitud que no puede salirse de control.

1.4.2 Requerimiento del mercado

Este atributo obtiene su valoración de acuerdo al estudio previo de una necesidad existente en el mercado, la cual determino la factibilidad y viabilidad de este proyecto.

1.4.3 Tipo de carga

Dicho atributo tiene una valoración un tanto menor ya que está sujeta directamente a la necesidad del propietario de dicho vehículo, sin embargo no puede salir de la categoría más importante ya que afectaría directamente a la confiabilidad y seguridad.

²² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

1.4.4 Peso

Se encuentra dentro del límite entre lo más importante ya que se trata de optimizar este atributo.

1.4.5 Costo

Este atributo se encuentra también dentro del límite y o puede dejar de ser muy importante ya que si la inversión sería excesiva se pondría en peligro el capital, y por ende el proyecto no sería viable.

1.4.6 Materiales en el mercado

Atributo el cual está evaluado de manera importante debido a la factibilidad de construcción, ya que esto depende de la rapidez con la que se pueda conseguir los materiales y accesorios necesarios para la fabricación.

1.4.7 Factibilidad de construcción

Este atributo pasa a ser un tanto menos importantes ya que está sujeto al diseño y la disponibilidad de acoples el cual será evaluado de manera previa a la construcción para optimizar los tiempos de operación.

1.4.8 Mantenimiento

Dicho atributo es jerarquizado de manera muy básica ya que esto únicamente depende de la dificultad de llegar a las partes importantes para realizar la inspección debida, y dicha dificultad está sujeta al diseño, el cual deberá prevenir o hacer lo más accesible el punto de mantenimiento.

Como alternativas se posee las siguientes:

- A. Under-lift/Wheel-lift
- B. Superficie plana
- C. Sling
- D. Ganchos y cadenas
- E. Boom

En la tabla se ha podido designar la importancia de los atributos o características dándole una valoración de 0 a 10, tomando como 10 la mejor opción, o la más importante.

Tabla 2 Ponderación de Alternativas.²³

ATRIBUTOS	PUNTUACION DE IMPORTANCIA					
		A	B	C	D	E
Confiabilidad y Seguridad	10	8	6	7	6	8
Requerimiento de Mercado	10	9	5	7	6	8
Tipo De Carga	9	8	8	7	5	7
Peso	8	8	7	7	6	8
Costo	8	7	8	6	9	6
Materiales en el Mercado	8	8	8	8	9	8
Facilidad de Cosntruccion	7	8	8	8	8	8
Facilidad de Mantenimiento	7	7	9	7	9	7
TOTAL	67	63	59	57	58	60

Se logró dar una valoración dependiendo de la importancia y atributos que contiene cada configuración de los remolcadores, y la factibilidad en el mercado, luego de consolidar este proceso se obtuvo un resultado de dos opciones, siendo estas la opción “A” y la opción “E”

²³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

y a partir de esto se establece la configuración para el remolcador propuesto que sería la combinación de estas dos opciones con la principal característica que es el ser desmontable.

1.5 Descripción de los sistemas seleccionados

1.5.1 Sistema cuchara (Under-lift/Wheel-lift)

Como se menciona anteriormente el Sistema Under-lift es un sistema que revoluciono los sistemas de remolque y sistema de rescate de vehículos con desperfectos, sin embargo en nuestro tiempo no se han presentado con mayor acogida



Figura 23 Sistema Under-lift Desmontable²⁴.

Este sistema es un mecanismo de un brazo mecánico que emplea energía oleohidráulica para poder generar el movimiento, y para mantener al vehículo remolcado en su posición sin riesgo de que se desprenda, se emplean apoyos que se acoplan a la suspensión al ejes del vehículo, o con una variante donde el acople se da a los neumáticos; el mecanismo genera el movimiento homologo a una cuchara, al elevar tanto el eje ya sea anterior o el eje posterior del automotor permitiendo al remolcador arrastrarlo[7], [13], [18], [22]–[28].

²⁴ Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-heavy-duty-under-lift>>

1.5.2 Ventajas del sistema

El mecanismo al emplearse como un sistema de vehículo de rescate es que contrario a las tradicionales cadenas o eslingas que se adaptaban a los bastidores del automotor rayando o destruyendo la carrocería, este sistema se ubica por debajo del vehículo ubicando los apoyos en el bastidor [25].

Actualmente esta tecnología ha establecido dos diferentes tipos de mecanismos para un vehículo de rescate, un sistema que es estático sobre el chasis del cabezal y de ello se ha aprovechar para adecuar algunos accesorio que permiten el mejor desempeño del remolcador, y un sistema desmontable al cabezal como se observa en la Figura 21, el mecanismo como lo hemos referido anteriormente se adapta a la quita rueda del cabezal y permite que el tracto camión no se limite únicamente a ser un vehículo de rescate, si no que puede ser empleado como vehículo de transporte de carga[18], [25].

1.5.3 Desventajas del sistema

El sistema presenta ciertas limitaciones con respecto a los otros sistemas de remolque y auxilio de automotores, ya que se requiere que el vehículo se encuentre en una superficie plana para poder ser remolcado, si es que algún coche ha caído en una cuneta o en una zanja el remolcador queda imposibilitado de rescatarlo[27].

1.5.4 Partes del sistema Under-lift/Wheel-lift

En la siguiente sección se describirán las partes que componen el sistema, entre los que podemos encontrar: Un brazo telescópico, brazos extensibles, seguros, bandas, sistemas de luces y cintas reflectoras como se presenta en la Figura 24.



Figura 24 Partes del Sistema Under-Lift/Wheel-Lift.²⁵

Todos estos sistemas constituyen el equipo de remolcador Under-lift/ Wheel-lift, pero son dos sistemas diferentes si bien es cierto emplean el mismo mecanismo; en el caso del sistema Under-Lift este se acopla al eje delantero o posterior del automóvil a ser remolcado, en cambio el sistema Wheel-Lift permite que se adapte el neumático de los ejes a unos brazos extensibles de la cuchara del remolcado.

Las dos variantes se pueden visualizar en la Figura 24 para el sistema Wheel-Lift y en la Figura 25 para el sistema Under-Lift, cada una de las imágenes esta acompaña de una tabla donde se presentan los componentes más importantes de cada uno de los sistemas.

Tabla 3 Lista de Componentes del sistema Wheel-Lift.²⁶

Numero	Componente
1	Travesaño Interno
2	Brazos en “L”
3	Chavetas de Seguridad
4	Chavetas Giratorias
5	Perfil Externo de la Cuchara
6	Perfil Interno de la Cuchara
7	Travesaño Externo
8	Receptáculo del Brazo en “L”

²⁵ Fuente: HDUL-450D, JERR-DAN Run Hard, [en línea], Consultado: [12 de Noviembre del 2014], Disponible: <http://www.newtowtrucks.com/NewTowTrucks/pdf%20files/HDUL450FifthWheelDetachableUnderlift.pdf>, Adaptación: Autores.

²⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés

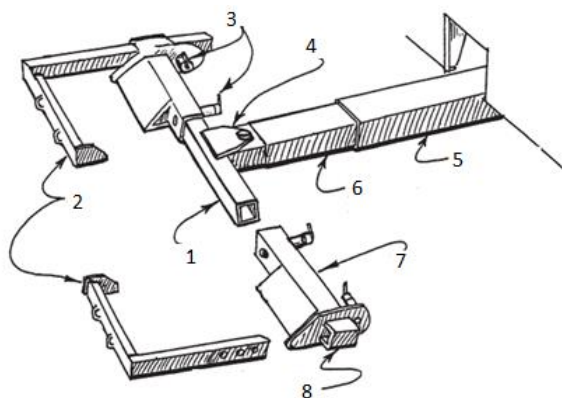


Figura 25 Esquema de Componentes del Sistema Wheel-Lift.²⁷

En la Figura 25, el elemento número 6 es un apoyo que se coloca sobre el travesaño que en este caso no rota, es el elemento que reemplaza a los brazos en “L”.

Tabla 4 Componentes del Sistema Under-Lift.²⁸

Numero	Componente
1	Travesaño Interno
2	Brazos en “L”
3	Chavetas de Seguridad
4	Chavetas Giratorias
5	Perfil Externo de la Cuchara
6	Perfil Interno de la Cuchara
7	Travesaño Externo
8	Receptáculo del Brazo en “L”

²⁷ Fuente: Remolque con un sistema de sujeción a las llantas, Suplemento del Manual de Conductor: Aval para conducir grúas, Departamento de Vehículos Automotores, Estado de New York, [en línea], Consultado: [10 de Octubre del 2014], Disponible en: <<http://dmv.ny.gov/forms/mv14s.pdf>> Adaptación: Autores

²⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

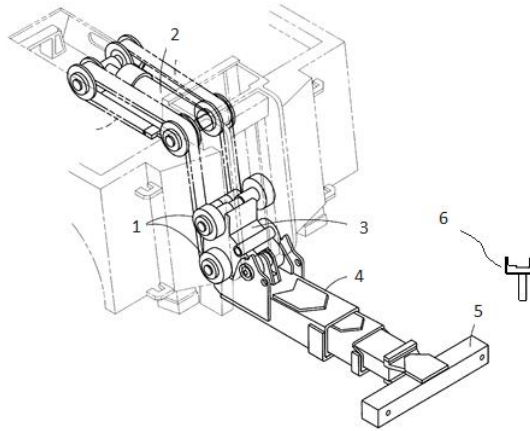


Figura 26 Esquema de Componentes del sistema Under-lift.²⁹

1.5.5 Principio de funcionamiento

El sistema Under-lift y la variante del sistema Wheel-lift emplea un brazo mecánico activado mediante energía oleohidráulica, que cumple la función de elevar al automotor a remolcar, se compone de una serie de eslabones como se puede visualizar en la Figura 23[27], [29].



Figura 27 Sistema Under-Lift.³⁰

²⁹ Mobile wrecker incorporating improved rear outrigger support arrangement, Fleming V. Cannon, John L. Hawkins. III, Ralph E. McConnel, Miller Industries Towing, Equipment INC. [en línea], Consultado: [13 Octubre del 2014], Disponible en: <<http://www.google.com/patents/US6092975>>

³⁰ Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-specifications>> Adaptación: Autores.

Este mecanismo enlaza los eslabones requeridos en los cuales generan una palanca entre los puntos 1 y 0, en el punto 1 se ubicara la carga a ser remolcada, el punto 0 se consideraría como un pivote entre la carga generada y los dos eslabones consecuentes, enlazados a un actuador lineal que cumple la función de elevar una altura H al sistema como se visualiza en la Figura 29.

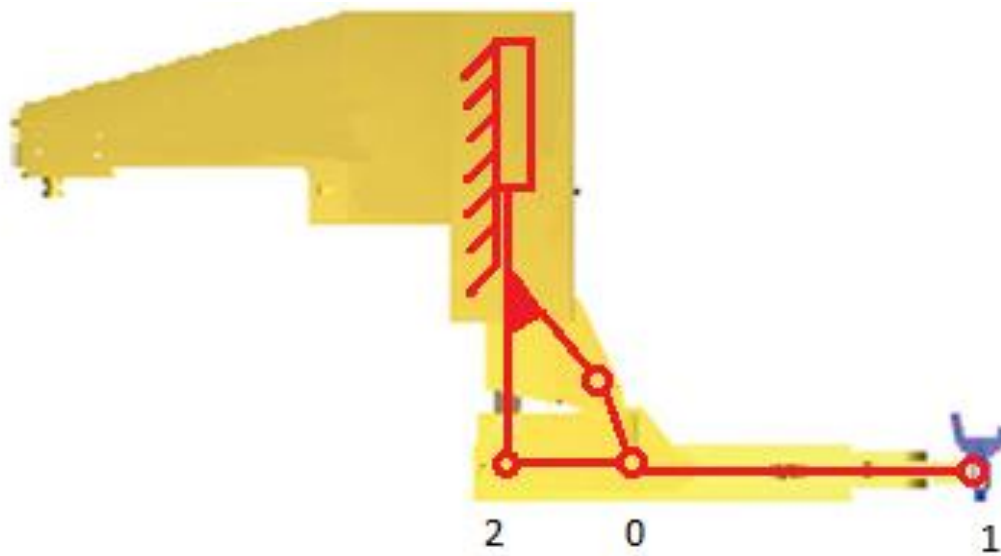


Figura 28 Esquemático del Sistema³¹

El sistema cuenta con actuadores lineales, estos desplazan el punto 1 una distancia D desde el punto 1 permitiendo tener un mayor alcance hacia el vehículo a ser remolcado como se visualiza en la Figura 28, considerándose como una ventaja con respecto a los otros sistemas de vehículos de remolque.

³¹ Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-specifications>> Adaptación: Autores.

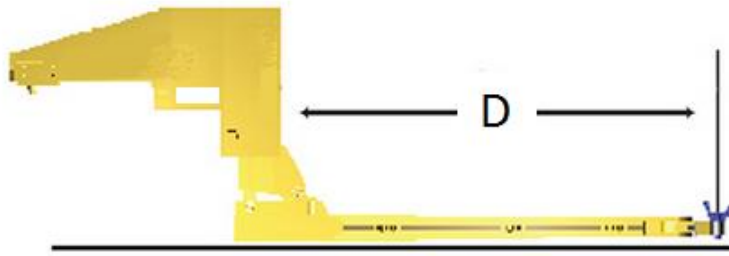


Figura 29 Desplazamiento longitudinal del Sistema.³²

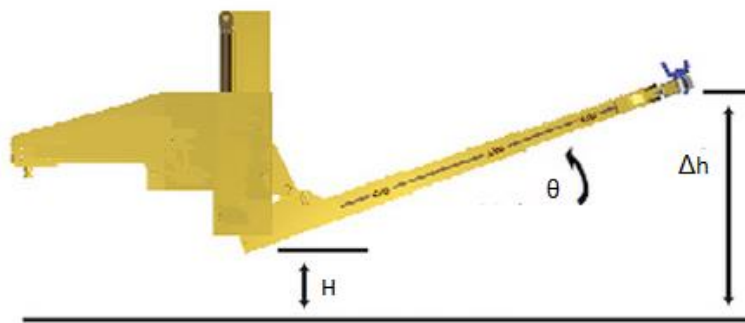


Figura 30 Movimiento vertical del Sistema Under-Lift³³

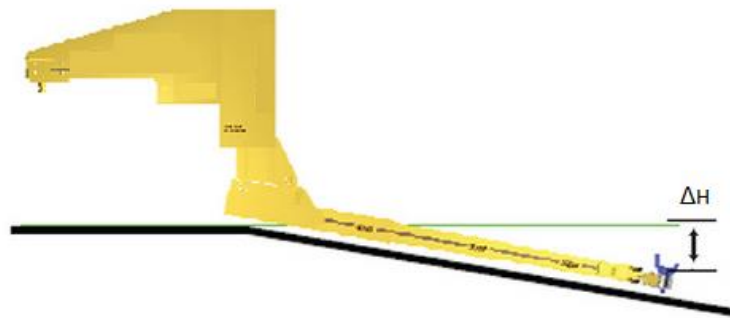


Figura 31 Máxima inclinación inferior del Sistema Under-Lift³⁴

³² Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-specifications>> Adaptación: Autores.

³³ Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-specifications>> Adaptación: Autores.

³⁴ Fuente: True Tilt, Triple K Industries, [en línea], Consultado: [12 Noviembre del 2014] Disponible en: <<http://www.triplekindustries.com/pages/true-tilt-specifications>> Adaptación: Autores.

1.6 Sistema Boom Pluma

Este sistema es un brazo con una configuración telescópica para poder alcanzar mayores distancias, y la altura a la cual se suspenda la carga está relacionada directamente con la distancia que pueda adquirir su brazo y el peso de dicha carga, dicho brazo es denominado Boom o Brazo Grúa que puede ser adaptado fácilmente a un camión y ser una gran ayuda dentro de los vehículos de rescate como se observa en la Figura 32 [8], [30]–[35].



Figura 32 Boom telescópico³⁵

Este sistema consta de una centralita que subministra la cantidad de aceite necesario para su funcionamiento y dependiendo de la capacidad y la aplicación su potencia variara, hoy en día la competencia entre fabricantes a obligado adquirir un desarrollo enfocado al ahorro de energía y resistencia de los materiales reduciendo el peso y espacio de los accesorios de instalación tales como electroválvulas y mandos de operación [30].

³⁵ Fuente: RTR-35 Surprising Performance, Metro Trucks Industries INC., [en línea], Consultado: [22 de Noviembre del 2014], Disponible en: < <http://www.metrotowtrucks.com/Rotators/RTR-35.aspx>>

1.6.1 Ventadas de Sistema de Rescate con Boom (Pluma)

Este sistema permite alcanzar vehículos que se encuentren en distancias considerables en comparación con los otros sistemas de rescates, la fiabilidad de la pluma es tan alta que en muchos casos se las emplea para recuperar vehículos de acantilados con la ayuda de los malacates (winch)[31].

Otro punto de versatilidad de una pluma es la altura que este puede obtener, a pesar que podría complicar el tema de cargas, y sin dudar alguna estos dispositivos son muy fáciles de aplicar un mantenimiento.

1.6.2 Desventajas de Sistema de Rescate con Boom (Pluma)

La función de este brazo telescópico se ve limitada debido a la distancia que pueda alcanzar extendido ya que a mayor distancia el momento sería mayor, por lo tanto la estructura tendería a flejar y fatigar el material; por este motivo los fabricantes especifican estos puntos y permitiendo expresar las cargas que puede resistir el brazo en sus distintas distancias.

Muchas de las aplicaciones en vehículos de rescate u auxilio que cuentan con esta herramienta son unidireccionales, es decir si se requiere recuperar un vehículo de lado de una zanja el tracto camión debe girar completamente, si requerimos que la pluma realice este tipo de actividades se deben instalar en el camión una serie de dispositivos que vuelven muchas más compleja su operación.

1.6.3 Partes del Sistema de Pluma

A continuación se enumeran las principales partes que componen este sistema, tal como se observa en la Figura 33:

Tabla 5 Componentes del Sistema Boom.³⁶

Numero	Componente
1	Malacate
2	Cable de Tensión
3	Poleas
4	Garfio
5	Travesaño Interior
6	Travesaño Exterior
7	Actuador Oleo-Hidráulico



Figura 33 Componentes de Vehículo de rescate Boom.³⁷

1.6.4 Principio de Funcionamiento

Una pluma telescópica es un elemento mecánico que actualmente es accionado mediante sistemas oleo-hidráulicos, consiste en una segmentación de unos, dos o cuatro tramos dispuestos con una configuración telescópica, con la finalidad de adquirir una variación de distancia al momento del accionamiento oleo-hidráulico sobre los tramos.

Su capacidad de carga varía de acuerdo a la distancia como se visualiza en la Figura 33. Con la ayuda de malacates, un cable o varios cables con un garfio permite acoplarse a la carga a ser trasladada[30], [31].

³⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

³⁷ Fuente: Looking for used booms and winches to build a mechanic's truck rollback or tow truck?, Asher, [en línea], Consultado: [12 de Noviembre del 2014], Disponible en: < <http://www.alasher.com/product/looking-for-used-booms-and-winches-to-build-a-mechanics-truck-rollback-or-tow-truck/> >

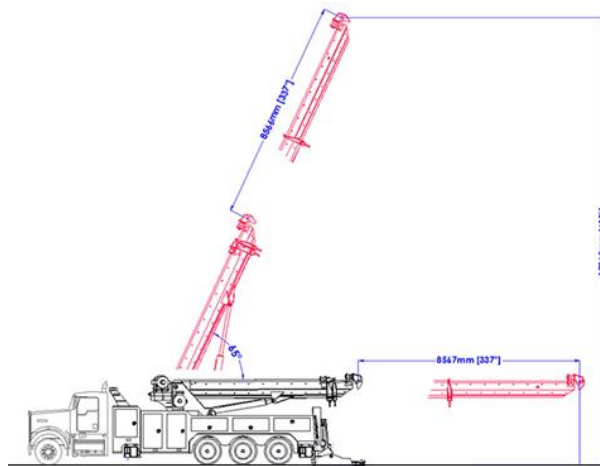


Figura 34 Principio de Funcionamiento de Pluma.³⁸

1.7 Descripción de Elementos

1.7.1 Sistema Estructural

Este conjunto generalmente está constituido por vigas, columnas, platinas, planchas, refuerzos, uniones roscadas, entre otros elementos que tienen el objetivo de cumplir las características básicas del diseño preestablecido, para nuestro caso el bastidor estará constituido como un chasis falso, capaz de soportar las cargas de trabajo.

1.7.2 Sistema de Acoplamiento

1.7.2.1 King Pin

Este accesorio se encuentra en la estructura del remolcador que nos sirve para centrar dicha estructura que va acoplada a una quinta rueda y ayuda a soportar la carga que se va arrastrar,

³⁸ Fuente: RTR-70 Recoery King, Metro Truck Industries INC., [en línea], Consultado: [12 de Noviembre del 2014], Disponible en: <<http://www.metrotowtrucks.com/Rotators/RTR-70.aspx>>

el King Pin también facilita el giro en los remolques para ser guiados fácilmente[36]; hay distintos tipos ya que la carga que soportan varía como se muestra en la Figura 34.

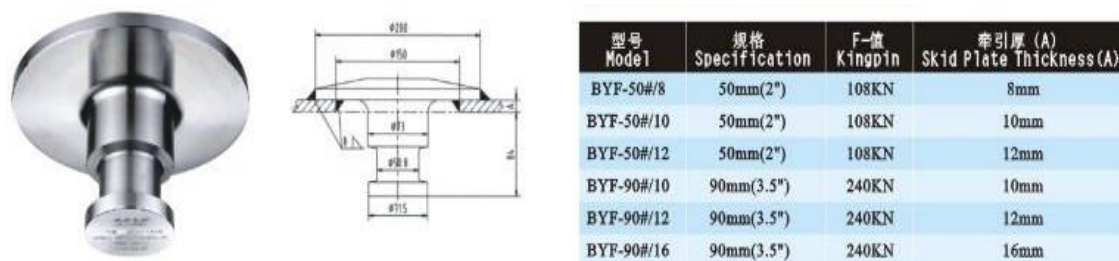


Figura 35 Carga del King Pin³⁹

1.7.2.2 Quinta Rueda

Es un accesorio el cual está montado sobre el chasis del cabezal o tracto camión elegido, este accesorio sirve para enganchar con el King Pin y es la babes para arrastrar cargas en remolques, en el caso de un vehículo de rescate sirve de guía y ayuda arrastrar la carga pero con la diferencia que no le va permitir el giro a la estructura de rescate ya que sería inestable, cuenta con un seguro para el King Pin que es enclavado mediante una palanca[36], [37] como se muestra en la Figura35.



Figura 36 Quinta rueda⁴⁰

³⁹ Fuente: Semirremolque de soldados King pin, Alibaba, [En línea], Consultado: [25 de Noviembre 2014], Disponible en : < <http://spanish.alibaba.com/product-gs/semi-trailer-welded-kingpin-366258428.html>>

⁴⁰ Fuente: Repuestos Quinta Rueda, Casa Inglesa, [en línea], Consultado: [25 de Noviembre de 2014], Disponible en: < http://www.casainglesa.co/quinta_rueda_casa_inglesa.html>

1.7.3 Sistema Cabestrante

El Cabestrante es un sistema mecánico el cual permite la maniobra de los vehículos a remolcar. Cuenta con uno o varios malacates, ganchos o garfios, poleas y elementos de tensión que en este caso son cables.

1.7.3.1 Malacate o Torno

Es un elemento cilíndrico que por lo general se ubica en la parte posterior de la pluma o de la cuchara, en la cual mediante una acción de rotación se suelta o se tensiona el cable según se requiera para la operación de rescate[30].



Figura 37 Malacates (Winches)⁴¹

Por lo general se adaptan a motores eléctricos con una gran potencia que mediante engranajes hace girar un cuerpo o el tambor para realizar la acción antes descrita, el cual es capaz de arrastrar un vehículo de diferentes cargas dependiendo de la tensión de dicho cable [38] , como se muestra en la Figura 35.

1.7.3.2 Poleas

El elemento llamado polea cumple con el objetivo principal de disminuir la tensión del cable y ejecutar un cambio de sentido en la fuerza de tiro del cable.

⁴¹ Fuente: Accesorios para Gruas, Industrias Duran Duran, [en línea], Consultado: [17 de Septiembre del 2014], Disponible en: < <http://www.durandurangruas.com/duran05.htm>>

Para el dimensionamiento de la polea esta de manera directa en función del diámetro mínimo que posee el cable, como también depende del tipo de grupo en el que se encuentra clasificado el mecanismo de elevación.

Para dimensionar la polea del se ha tomado en cuenta la norma DIN 15020 que sugiere recomendaciones importantes para el dimensionamiento de dicho elemento [39], [40].

1.7.3.3 Cable

Este componente es el encargado de transmitir la fuerza de giro del tambor para poder efectuar el arrastre del objeto encontrado al final del cable. Para dimensionar el cable se ha utilizado la norma FEM [30], [39].

1.7.3.4 Gancho

El gancho está constituido principalmente por el gancho en sí, el cual estará adaptado al conjunto de poleas que requiera dicho elemento, las cuales serán seleccionadas tomando en cuenta las sugerencias mencionadas en el punto anterior.

El funcionamiento de este elemento está sujeto a la carga que este por arrastrar o elevar ya que el cable será el que le den el sentido a través de las poleas, el gancho tiene que poseer la característica de balancearse debido a que con este movimiento facilita al operador de la grúa la instalación de dicho elemento para cumplir la función de arrastre o liberar la carga de manera segura.

Otra de las características que posee este elemento es el montaje sobre un rodamiento axial de bolas, para que este permita al gancho tener la factibilidad de moverse sobre el eje vertical y facilitar aún más la manipulación del gancho para efectuar las acciones requeridas [30], [40].

1.7.3.5 Estabilizadores

Este elemento deberá ser incluido en cualquier diseño destinado para fines de rescate, ya que su función es el nivelar la estructura para que la carga no vuelque, o fracture la misma, estos estabilizadores pueden ser hidráulicas, ya que esto facilitaría adaptarse fácilmente a las irregularidades que el terreno pueda presentar, siempre y cuando dichas irregularidades no sean desproporcionales [30].

1.7.4 Patas de apoyo (tren de aterrizaje)

Son partes complementarias a la estructura con la finalidad de soportar el peso de la estructura y ayudar al desmontaje de la misma, estas son seleccionadas de acuerdo al tonelaje que vayan a soportar como máximo [30].

1.8 Accesorios para sistemas Under-lift/Wheel-lift

En el remolcador se puede adaptar varios accesorios tales como la misma cuchara, que cumple la funcionalidad de sujetar al camión en sus neumáticos delanteros, ya sea mediante bandas de sujeción, cadenas, ganchos o mediante apoyos que sujetarían al eje frontal del vehículo, todo depende de la situación geográfica en la que se efectué el rescate para emplear estos elementos que se observa en la Figura 34.



Figura 38 Accesorios⁴²

Una gran mejora dentro de los accesorios son los sistemas de control, que en un principio ocupaban un gran espacio y un número exagerado de palancas para accionar las distintas funciones de los sistemas hidráulicos que posee el remolcador, entre uno de los grandes aportes para los sistemas de control ha sido emplearlos de manera inalámbrica mostrados a continuación en la Figura 36.



Figura 39 Controles inalámbricos⁴³

1.9 Características del diseño

Mediante una estimación de una media de valores de los pesos de los tracto camiones existentes en el Ecuador[41] se puede definir la carga que será transportada de manera que arrastre los pesos de los camiones y soporte una fracción del peso de dichos camiones en

⁴² Fuente: Accesorios para Gruas, Industrias Duran Duran, [En línea]; Consultado: [26 de Noviembre de 2014], Disponible en : < <http://www.durandurangruas.com/duran05.htm>>

⁴³ Fuente: Accesorios para Gruas, Industrias Duran Duran, [En línea]; Consultado: [26 de Noviembre de 2014], Disponible en : < <http://www.durandurangruas.com/duran05.htm>>

sentido perpendicular a la cuchara del remolcador, a continuación se detallara los pesos de las diferentes marcas de los camiones[42],[43][44]–[47].

Tabla 6 Promedio de pesos de camiones⁴⁴[42]–[48]

MARCA DEL TRACTO CAMION	PESO (TON)
MACK	20
KENWORK	21
HINO	19
CHEVROLET	8
MAN	20
JAC	19
MERCEDEZ	20
[42]– [48]INTERNACIONAL	20
VOLKSWAGEN	20
PROMEDIO	18,5555556

La media obtenida es de 18 TON, por razones de seguridad y prevención se ha optado por elegir un peso de 20 TON, en caso de que los tractos camiones a ser remolcados se encuentren con un peso extra.

Los camiones que poseen una capacidad de 20 TON son tracto camiones de quinta rueda, por lo tanto estos no excederían el peso impuesto en el diseño para remolcar, ya que no llevaría peso adicional ya que todo su peso adicional sería un remolque que puede ser desmontado[47].

Los pesos y capacidades del tracto camión vienen denotadas por los ejes posteriores, superiores, capacidades de carga y peso en sin carga del tracto camión, la media obtenida en la tabla anterior es expresada en base de los ejes posteriores los cuales son los que determinan el peso del camión[42]–[46], [48].

⁴⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

En el caso de los camiones de dos ejes y con cajón (mulas) tienen una capacidad de carga menor y su peso es mucho menor, pero en este caso se debería considerar el largo del camión para que el Underlift no esté sometido a demasiado esfuerzo, lo que daría como resultado un grado de inclinación menor para camiones con estas características.

Debido a las características mencionadas en los apartados anteriores, se procedió al análisis de las cualidades que debería tener una estructura empleada para el servicio de rescate de este tipo de vehículos, las cuales serán las siguientes.

- Falso chasis normalizado
- Refuerzos en la configuración geométrica
- Refuerzos en las bases de los brazos tanto superior, como inferior

1.9.1 Falso chasis normalizado

Los brazos de rescate, o Boom tanto superior como inferior, el cual pertenece a la cuchara o Underlift, estarán ensamblados a un falso chasis el cual servirá de soporte de la estructura, y también como acople al tracto camión a que la estructura se movilizada y entre en funcionalidad.

Las dimensiones del falso chasis vienen normalizadas como estipula la fábrica de IVECO[21], la cual da especificaciones para las modificaciones de un camión, ya que agregar un falso chasis a un tracto camión es una modificación, esta deberá seguir el procedimiento de la selección de un perfil, de acuerdo a la aplicación que se designara la estructura del falso chasis. En el caso de ser un remolcador se selecciona un perfil en “C” de alta resistencia con características mecánicas iguales o superiores las del chasis del tracto camión[21].

Los refuerzos correspondientes a esta parte de la estructura hace referencia a los travesaños, los cuales evitara la deformación de la estructura[21].

1.9.2 Refuerzos en la configuración geométrica

En la parte preliminar del diseño se ha tomado en cuenta las características de las planchas de acero que se podrá utilizar para la construcción, pensando en la factibilidad del material dentro del país.

El material empleado será un acero estructural A-36 de un espesor de 8 en secciones donde soportará menos concentración de esfuerzos, y de un espesor mayor a 10 dependiendo la concentración de esfuerzos, para la selección y la disposición de estos espesores dentro de la estructura se ha basado en la norma de los semi remolques[21], ya que el remolcador desmontable califica como un remolque que estará sobre la quinta rueda de un tracto camión.

Los refuerzos que serán colocados en las partes críticas de la estructura como por ejemplo juntas de los brazos, articulaciones, y aristas vivas en las cuales se dará una gran cantidad de concentración de esfuerzos, serán de un espesor de 10 a 19 mm dependiendo la funcionalidad de dicha parte.

A manera de un sistema de seguridad, luego de comprobar la consistencia de la estructura y factor de seguridad se colocara partes específicas con un espesor menor, en caso de superar la carga permitida, esto asegurara que fallara primero dicho elemento, con la finalidad de evitar daños extremadamente costosos tanto para el remolcador como para el vehículo remolcado.

1.9.3 Refuerzos de las bases de los brazos tato superior como inferior

Se colocara refuerzos en los brazos de manera interna, para que dichos refuerzos cumplan la función de aliviar tenciones en los brazos y evitar las deformaciones y aumentar el factor de seguridad.

En la cuchara o brazo inferior se realizara unos soportes en la parte interna donde se encontraran los cilindros, ya que esta parte de la estructura a más de remolcar la carga tiene una función telescópica la misma que se vería afectada si dichas partes sufren una deformación, en la parte de la cuchara específicamente en la pinza se realizó un refuerzo con una configuración de trapecio, ya que esta configuración permite cubrir más área sin afectar la movilidad de la pieza.

Para el brazo superior se colocara los refuerzos en el boom, y principalmente la base del mismo ya que sería el soporte el cual este soportando la mayoría de la carga.

Todo lo mencionado en este capítulo con respecto a la configuración de la estructura que será acoplada a un tracto camión, cumpliendo la función de rescate de vehículos como tracto camiones, será verificado mediante los cálculos de la misma estructura en las siguientes secciones.

CAPITULO II

CALCULOS DEL DISEÑO Y AUTOMATIZACION DEL SISTEMA

2.1 Introducción

En función de los requerimientos del diseño se ha considerado la mejor opción para aplicarla en este proyecto, para garantizar su adecuado funcionamiento se realizara una serie de cálculos y verificaciones de funcionamiento de cargas en el sistema, como mencionábamos en las secciones anteriores para garantizar la vida útil del remolcador se considera la peor condición a la cual este sometido.

Esta condición se la puede establecer bajo varios criterios, por ejemplo el diseño para ubicarse en la posición de arrastre del vehículo a remolcar debe cumplir aspectos como:

- Debe alcanzar la posición longitudinal que permita adaptar ya sea cualquiera de las variantes del sistema (Underlift ó Wheellift), ya sea el eje del vehículo o en su defecto acoplarse a los neumáticos de este.
- Una vez acoplado debe elevar un ligero ángulo, esto le permite al remolcador, retraer el boom de la cuchara, esta acción tiene el objetivo de evitar un sobre esfuerzo por el peso del automóvil sobre el remolcador.
- Establecida la distancia del boom se le dará la inclinación adecuada de remolque, este ángulo se establece considerando la guía de remolques[12], [16], [32], [49], [50].

Considerando los aspectos de esta secuencia se aproxima que el mayor esfuerzo del diseño estará bajo dos circunstancias: la primera el esfuerzo que sufre al elevar el vehículo desde la posición más baja en la que se pueda encontrar el remolcador, es decir -8° y otra a 10° de inclinación, que es la altura máxima a recomendada para realizar el remolque de un tracto camión.

En el caso del boom de rescate se aplica la misma consideración, en este caso la peor condición a la que puede someterse es la de una carga de 10 Ton.

2.2 Análisis Estático

En los cálculos que se desarrollaran a continuación, se establecen un proceso de validación para los dos sistemas, tanto el boom de rescate como el sistema Underlift – Wheelift; como primer punto se hará una verificación estática de como las cargas se distribuyen en el remolcador.

2.2.1 Análisis Estático De Boom De Auxilio

Para iniciar este cálculo estático ubicamos las cargas en el sistema, estas como lo reiteramos en varias ocasiones son las de peor condición frente al diseño como se visualiza en la Figura 40.

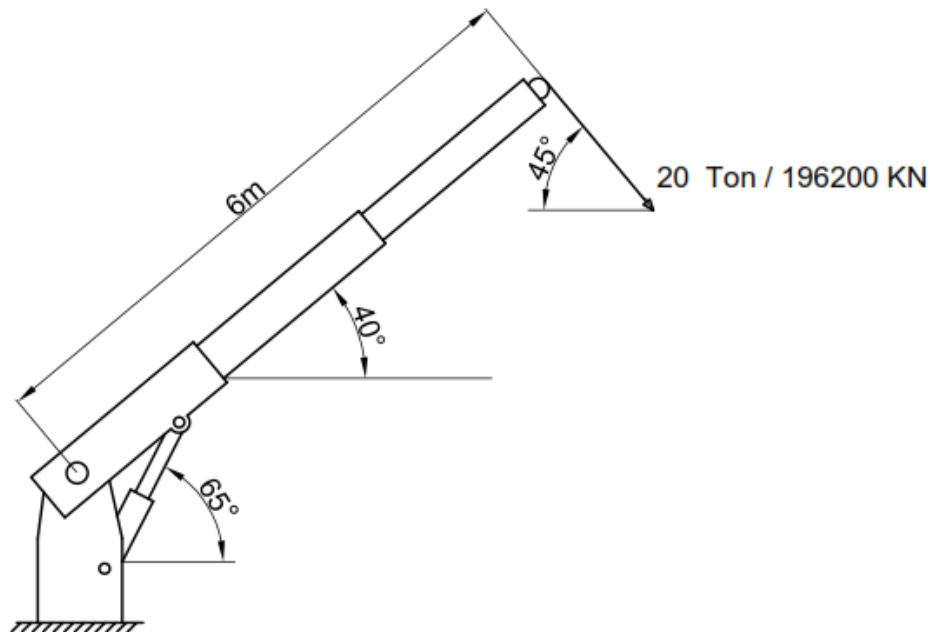


Figura 40 Esquema de Boom de Auxilio⁴⁵

⁴⁵ Realizado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoCAD Mechanical.

A este esquema lo representamos como diagrama de cuerpo libre, colocándolo de horizontalmente, como se observa en la Figura 41.

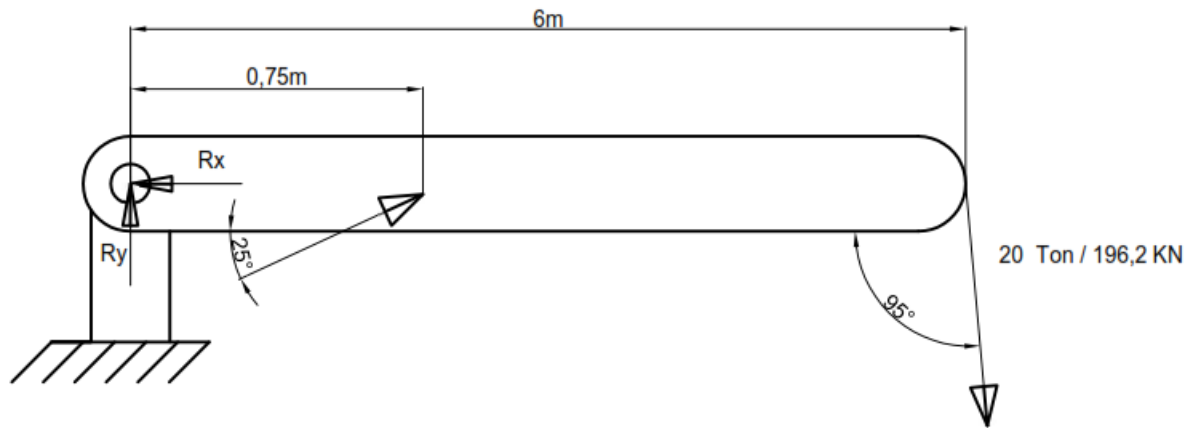


Figura 41 Diagrama de Cuerpo Libre Boom de Auxilio⁴⁶

$$\sum F_y = 0$$

$$Ra_y + Rb_y + W_y = 0$$

$$Ra = \cos(5^\circ) \cdot (196.200 \text{ KN}) - \cos(65^\circ) \cdot (3699.857 \text{ KN})$$

$$Ra_y = 1368,336 \text{ KN}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-Ra_x + Rb_x + W_x = 0$$

$$Ra = \sin(5^\circ) \cdot 196.2 \text{ KN} + \sin(65^\circ) \cdot 3699.857 \text{ KN}$$

$$Ra = 3336 \text{ KN}$$

⁴⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

Con estas cargas se puede realizar el análisis de resistencia de materiales donde especifiquemos las dimensiones de los materiales que se emplearan para la construcción y correcto desempeño del proyecto.

2.2.1.1 Análisis Estático De Cuchara Underlift / Wheelift

Para analizar la resistividad que presente el diseño, empezamos con un análisis estático como se presenta a continuación:

2.2.1.1.1 Análisis Estático De La Cuchara A 8°

Para garantiza el correcto funcionamiento del diseño una vez construido, se considera entonces una fuerza de 20 Ton a 8 grados, tal como se presenta en la Figura 42.

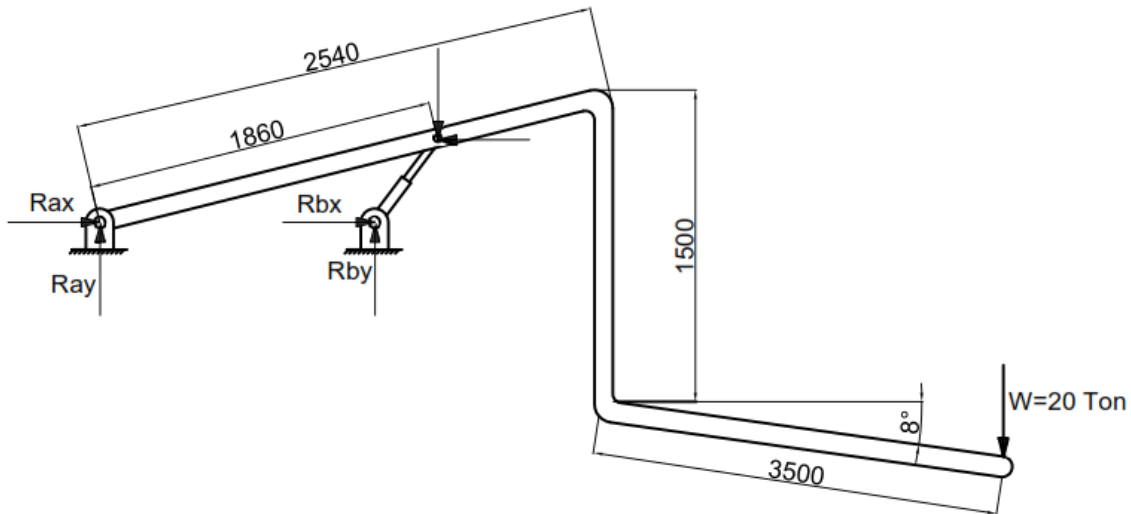


Figura 42 Esquema del Sistema Wheelift / Underlift⁴⁷

Para representar mejor las cargas presentes en el sistema Underlift/ Wheelift se considera el diagrama de cuerpo libre que se visualiza en la Figura 43.

⁴⁷ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud.

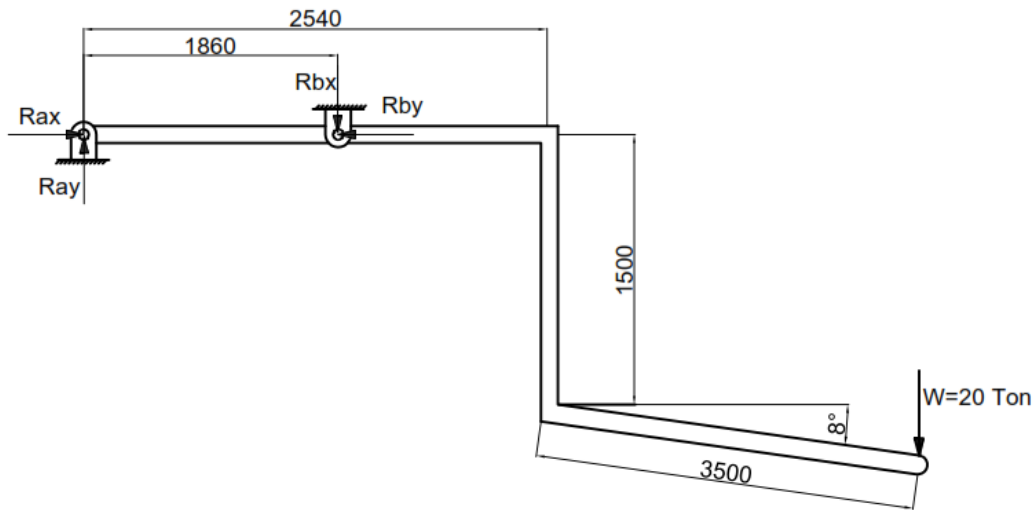


Figura 43 Diagrama de cuerpo libre del Sistema Cuchara⁴⁸.

$$\sum Ma = 0$$

$$Mb - Mw = 0$$

$$(1.86 - 0.205) \cdot Rb = (3.5 \cdot \cos(8^\circ) + (2.54 - 0.205)) \cdot W$$

$$(1.655) \cdot (Rb) = 5.801 \cdot (196.2 \text{ KN})$$

$$Rb = \frac{1.138 \times 10^6}{1.655}$$

$$Rb_y = 687.7 \text{ KN}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ra_y + Rb_y - W_y = 0$$

$$Ra = (687.7 \text{ KN}) - (192.2 \text{ KN})$$

$$Ra_y = 491.5 \text{ KN}$$

⁴⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

La reacción en el cilindro se dará en función de la carga en el punto “B”, al contar con doubles cilindros, esta fuerza se divide para dos, como se detalla a continuación:

$$R_{cilindro} = \frac{Rb_y}{2}$$

$$R_{cilindro} = \frac{687.7 \text{ KN}}{2}$$

$$R_{cilindro} = 343794,56 \text{ KN}$$

Esta carga dependiendo de la magnitud nos sirve para determinar las dimensiones de los actuadores hidráulicos.

2.2.1.1.2 Análisis Estático De La Cuchara A 10°

Consideramos en este punto, la otra condicen de riesgo a la cual podría estar sometido el remolcador, esto sería una fuerza de 20 Ton a 10 grados, tal como se presenta en la Figura 44.

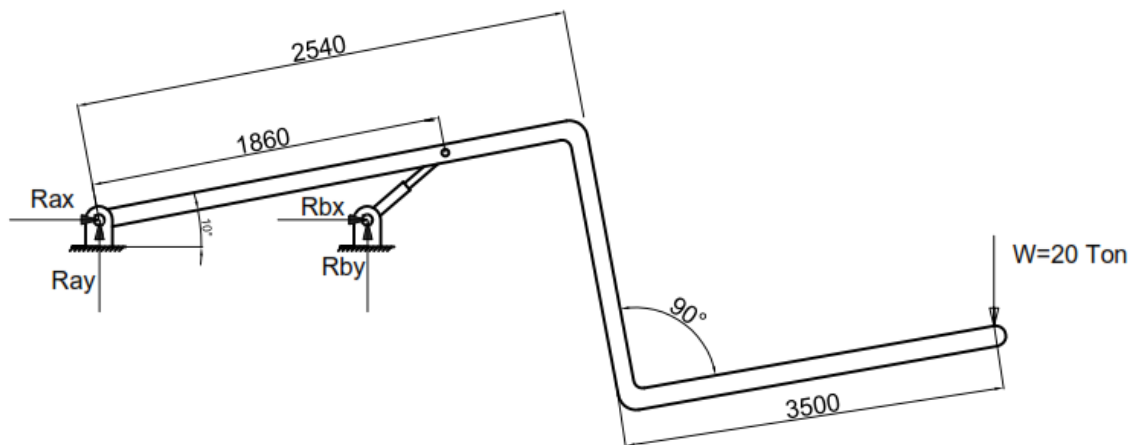


Figura 44 Esquema del Sistema Wheellift / Underlift⁴⁹

⁴⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

Para representar mejor las cargas se presenta el diagrama de cuerpo libre, esta se visualiza en la Figura 45.

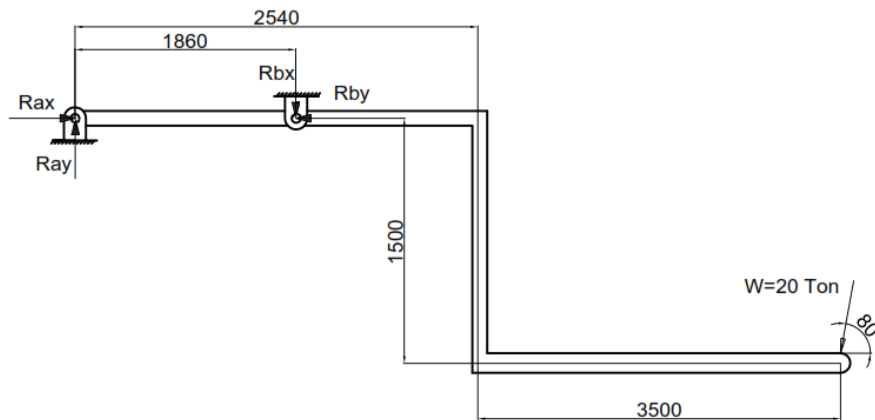


Figura 45 Diagrama de cuerpo libre del Sistema Cuchara⁵⁰.

$$W_x = 196200 \text{ N} \cdot \cos(80^\circ)$$

$$W_x = 34069.8 \text{ N}$$

$$W_y = 196200 \text{ N} \cdot \cos(10^\circ)$$

$$W_y = 193219 \text{ N}$$

$$\sum Ma = 0$$

$$MRb_y - Mw_y - Mw_x = 0$$

$$(1.86 - 0.205) \cdot Rb_y = (3.5 + (2.54 - 0.205)) \cdot (W_y) + (1.5) \cdot (W_x)$$

$$(1.655) \cdot (Rb_y) = (5.835) \cdot (3193219) + (1.5) \cdot (34069.8)$$

$$Rb = \frac{1.868 \times 10^6}{1.655}$$

$$Rb_y = 1122.89 \text{ KN}$$

⁵⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ra_y + Rb_y - W_y = 0$$

$$Ra_y = (1122.89 \text{ KN}) - (193.219 \text{ KN})$$

$$Ra_y = 929.671 \text{ KN}$$

Según estos resultados constatamos que existen peores condiciones en el momento en el que el brazo de la cuchara ha llegado a la máxima altura recomendada para realizar un remolque ideal. Con ello, la reacción en el cilindro se dará en función de la carga en el punto “B”, semejante al análisis donde el brazo se ubicaba a 8°, dividimos la carga en dos:

$$R_{cilindro} = \frac{Rb_y}{2}$$

$$R_{cilindro} = \frac{929.671 \text{ KN}}{2}$$

$$R_{cilindro} = 464.836 \text{ KN}$$

Esta carga de 464.836 *KN* se empleara para realizar los cálculos de los sistemas hidráulicos.

2.3 Análisis Resistivo

En este análisis resistivo se pretende obtener las dimensiones del diseño, para ello se realizara procedimientos que se detallan a continuación:

2.3.1 Análisis Resistivo De Cuchara

Establecidas ya las cargas como se presenta en la Figura 46 que actúan en el sistema, correspondemos a analizar en función de la resistividad del material, en este caso Acero Estructural A-36, con características que se describen en los anexos D consecuentes.

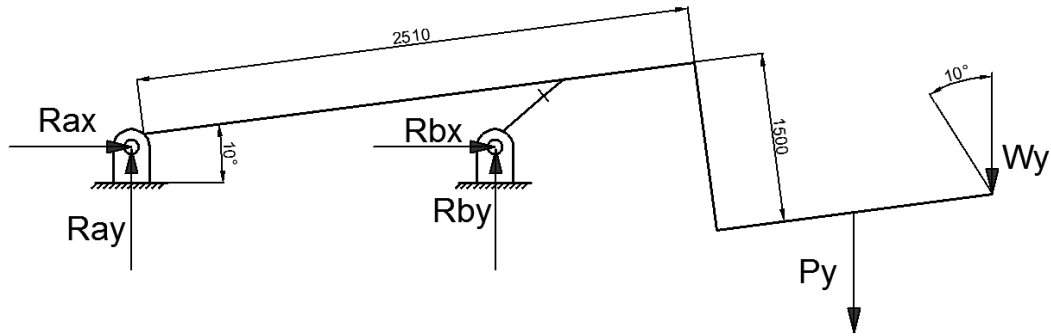


Figura 46 Distribución de Cargas de Cuchara⁵¹

En el sistema de la cuchara Underlift/Wheellift consideramos que el boom de la cuchara es la que está sometida a mayor esfuerzo por lo tanto, es esta sección la que empieza este análisis.

Se establece de esta manera que el boom se encuentra empotrado al soporte que esta lo contiene como se visualiza en la Figura 48, con ayuda de software MDSolids se ha determinado la Fuerza Cortante Máxima y el Momento Máximo presente en esta sección del diseño.

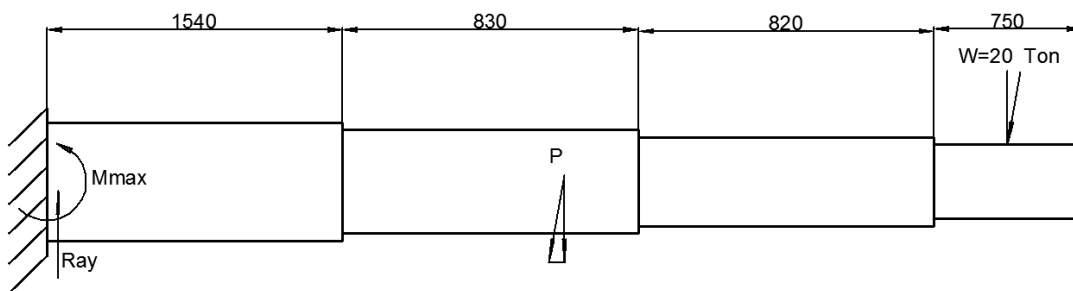


Figura 47 Esquemático de Boom de la Cuchara⁵²

$$W_x = 196200 \text{ N} \cdot \cos(80^\circ)$$

$$W_x = 34069.8 \text{ N}$$

$$W_y = 196200 \text{ N} \cdot \cos(10^\circ)$$

$$W_y = 193219 \text{ N}$$

⁵¹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

⁵² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$\sum Ma = 0$$

$$MRa - Mw_y = 0$$

$$MRa = \left(3,94 - \frac{0,75}{2}\right) \cdot (W_y)$$

$$MRa = (3,565) \cdot (193219)$$

$$MRa = 688,825 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Ra_y - W_y = 0$$

$$Ra_y = (193219 \text{ KN})$$



Figura 48 Diagrama Cuerpo Libre Cuchara 20 KN⁵³

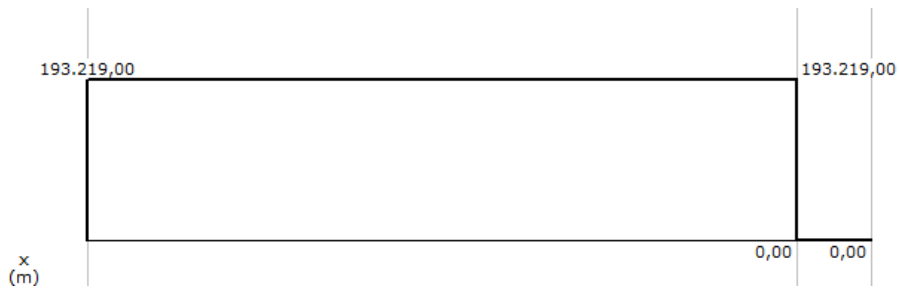


Figura 49 Diagrama Cortante Máximo⁵⁴

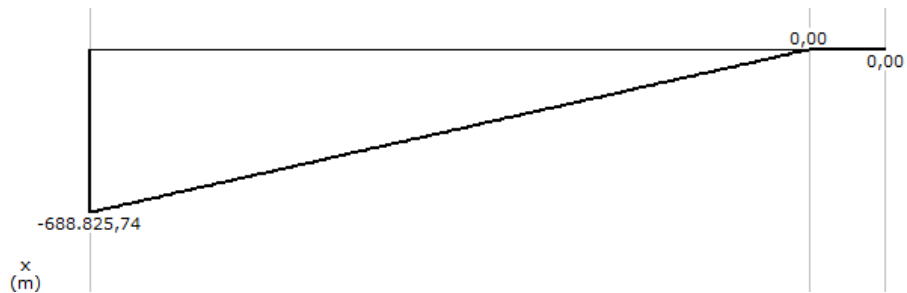


Figura 50 Diagrama de Momento Máximo⁵⁵

⁵³ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

⁵⁴ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

⁵⁵ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

Obtenidos los valores de v_{max} y M_{max} , tomamos los valores de Resistencia del Acero Estructural A-36 [51], donde obtenemos que la resistencia ultima del Acero Estructural es de 400 MPa.

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

En el caso en que las vigas no tengan una deformación considerable longitudinalmente, se calcula los esfuerzos con fórmulas simplificadas para vigas de sección contante [52], para el caso de una flexión pura la viga de igual resistencia es de igual manera de sección constante.

En cambio para un caso de flexión en una viga de condición indiferente la resistencia en esta estará según la sección, que de igual manera es variante según la ecuación 2.1[52]:

$$|\sigma| = \frac{S_{ult}}{F_s} \quad (2.1)$$

El factor de seguridad según las recomendaciones de la Norma UNE 58 501 -78[10] estiman que este valor debe ser mayor a 1.5, con el cual procedemos en el cálculo, a sabiendas que el factor de seguridad es un valor que permite garantizar la validez estructural de un diseño [10], [16], [21], [51]–[55], en tal caso se toma un valor de 1,8 ya que son los primeros cálculos.

$$\begin{aligned} |\sigma| &= \frac{S_{ult}}{F_s} \\ |\sigma| &= \frac{400 \text{ MPa}}{1.8} \\ |\sigma| &= 266.667 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Como se menciona anteriormente en caso de flexión, el módulo de resistencia en las vigas es variante y está dado en función de la ecuación 2.2[51], [52], [54].

$$S_y = \frac{M_{max}}{|\sigma|} \quad (2.2)$$

$$S_y = \frac{688,825 \text{ KN} \cdot \text{m}}{266.667 \text{ MPa}}$$

$$S_y = 0.0002583 \text{ m}^3 \approx 2583.091 \text{ cm}^3$$

Las recomendaciones generales que se han manejado para suplir estimados como relaciones de cálculos, entre otros, se considera sumar un 5% en el módulo de flexión, como se presenta en la ecuación 2.3

$$S_{Tabla} \geq S_{calculado} + 5\% \quad (2.3)$$

$$S_{Tabla} \geq 2583.091 \text{ cm}^3 + 5\%$$

$$S_{Tabla} \geq 2712.25 \text{ cm}^3$$

En base a este módulo, se busca en tablas de proveedores de perfiles estructurales cuadrados, rectangulares o semejantes, hasta ubicar el parámetro solicitado o de mayor índice de módulo de Von Mises S_y , del cual se obtuvo los datos presentados en la Tabla 7, estos son perfiles con designación IRAM- IAS U 500-218/ U500-2592[56] y se observa en la Figura 51.

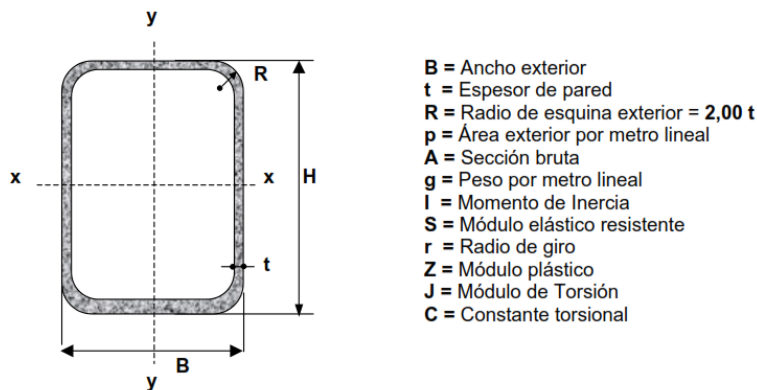


Figura 51 Nomenclatura del Perfil⁵⁶

⁵⁶ Fuente: Tabla de Perfiles, Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL, [en línea], PP. 37, Consultado: 17 de Enero del 2015, Disponible en: < <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/publicom/tablas.pdf> >

Tabla 7 Propiedades del Perfil seleccionado⁵⁷.

Parámetro	Unidad	Valor
B	mm	80
H	mm	150
t	mm	10
p	m ² /m	1,56
Ag	cm ²	158,53
G	Kg/m	105,61
I_x	cm ⁴	51750,9
I_y	cm ⁴	17429,1
S_x	cm ³	1747,88
S_y	cm ³	2587,5

Teniendo en cuenta ya las propiedades del perfil seleccionado se procede a realizar algunas verificaciones \con transformación de unidades.

$$I_y = 1742,88cm^4 \cdot \frac{1 m^4}{100 cm^4} = 0,000174$$

Para proceder a validar el perfil se procede a aplicarlas ecuaciones 2.1 y 2.2.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{Mmax}{Stab}$$

$$\sigma_{trabajo} = \frac{688,825KN \cdot m}{0,0001747 m^4}$$

$$\sigma_{trabajo} = 253.165 MPa$$

⁵⁷ Fuente: Tabla de Perfiles, Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL, [en línea], PP. 37, Consultado: 17 de Enero del 2015, Disponible en: < <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/publicom/tablas.pdf> >

$$F_s = \frac{S_{ult}}{\sigma_{trabajo}}$$

$$F_s = \frac{400 \text{ MPa}}{253.165 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1.58$$

Se visualiza que entramos dentro de los requerimientos de seguridad estructural requeridos para aplicaciones semejante, el procedimiento ahora es validar el perfil seleccionado recalculando, esta vez considerando todas las cargas que se aplican.

2.3.1.1 Validación de análisis resistivo de la Cuchara

Como se menciona en los párrafos anteriores, se requiere realizar una comprobación de los perfiles seleccionados, esta vez considerando las cargas ejercidas ya con el peso de los elementos, y se procede a realizar una nueva iteración de los cálculos ejecutados en la sección anterior.

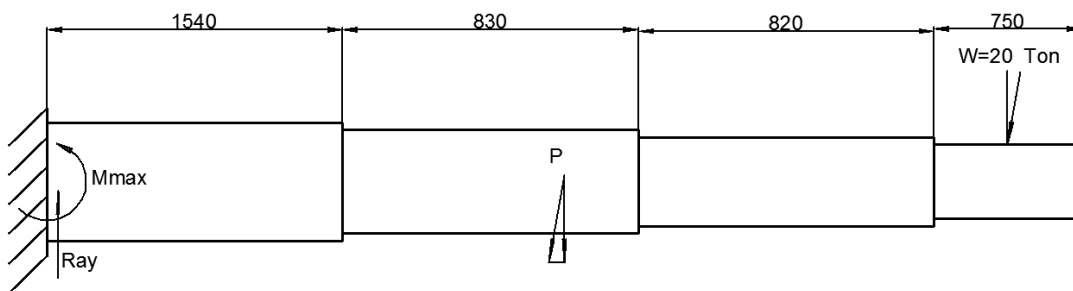


Figura 52 Esquemático de Boom de la Cuchara⁵⁸

$$W_y = 196200 \text{ N} \cdot \cos(10^\circ)$$

$$W_x = 196200 \text{ N} \cdot \cos(80^\circ)$$

$$W_y = 193219 \text{ N}$$

$$W_x = 34069.8 \text{ N}$$

⁵⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$P = L \cdot g_{tabla}$$

$$P = 3,94 \text{ m} \cdot 105,61 \text{ kg/m}$$

$$P = 416,19 \text{ kg} \cdot g$$

$$P = 416,19 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P = 4081,2 \text{ N} \approx 4,082 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ra_y - W_y - P_y = 0$$

$$Ra_y = \cos(15) \cdot 4,082 \text{ KN} + (193219 \text{ KN})$$

$$Ra_y = 193,458 \text{ KN}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Ra_x - W_x - P_x = 0$$

$$Ra_x = \sin(15) \cdot 4,082 \text{ KN} + \cos(75) \cdot 196,2 \text{ KN}$$

$$Ra_x = 51,8361 \text{ KN}$$

$$\sum Ma = 0$$

$$MRa - Mw_y - P_y = 0$$

$$MRa = \left(\frac{L}{2}\right) \cdot (P_y) + \left(L - \left(\frac{L_4}{2}\right)\right) \cdot (\sin(75^\circ) \cdot W_y)$$

$$MRa = \left(\frac{3,94}{2}\right) \cdot (\cos(10) \cdot 4,082) + \left(3,94 - \left(\frac{0,75}{2}\right)\right) \cdot (\sin(75^\circ) \cdot 196,2 \text{ KN})$$

$$MRa = 696,746 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

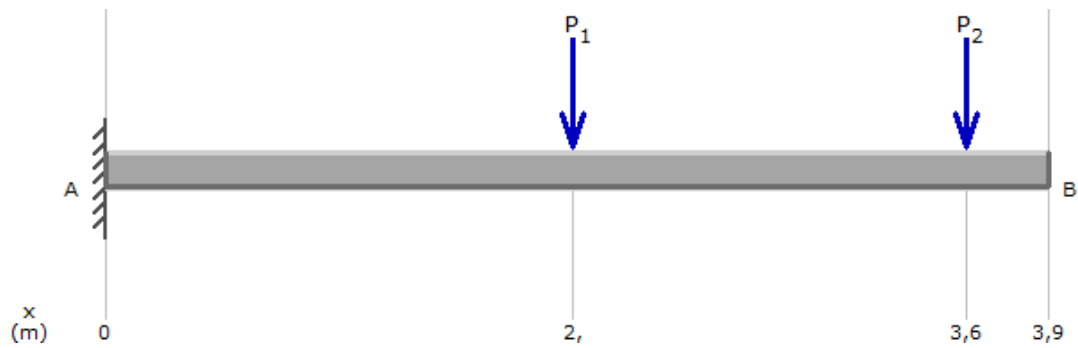


Figura 53 Diagrama Cuerpo Libre Cuchara 20 KN⁵⁹

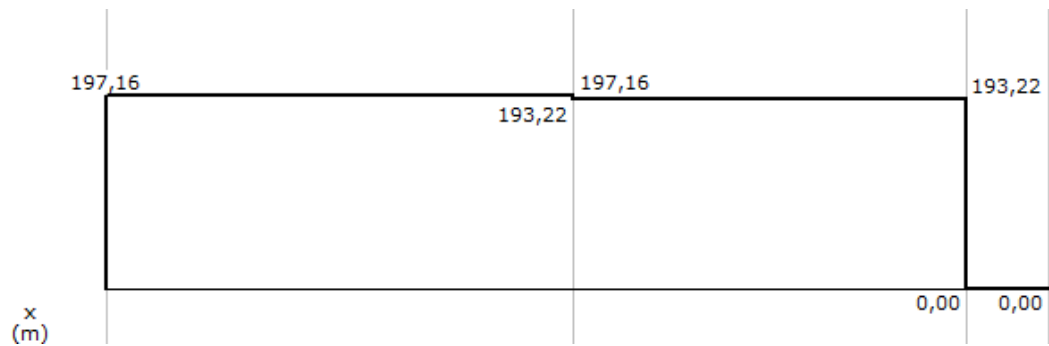


Figura 54 Diagrama Cortante Máximo⁶⁰

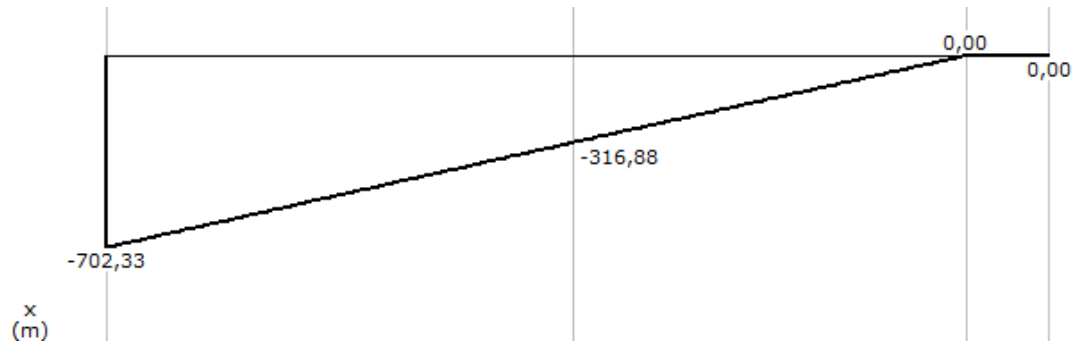


Figura 55 Diagrama de Momento Máximo⁶¹

⁵⁹ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

⁶⁰ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

⁶¹ Elaborado Por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (MDSolids).

Con las resultantes de cortante y momento se procede a aplicar las ecuaciones 2.1 y 2.2 con el objetivo de realizar el proceso nuevamente.

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

$$|\sigma| = \frac{S_{ult}}{F_s}$$

$$|\sigma| = \frac{400 \text{ MPa}}{1.8}$$

$$|\sigma| = 222.222 \text{ MPa}$$

Obtenemos el Esfuerzo de Von Mises.

$$S_y = \frac{M_{max}}{|\sigma|} \quad (2.2)$$

$$S_y = \frac{696,746 \text{ KN} \cdot \text{m}}{222.222 \text{ MPa}}$$

$$S_y = 0.0002339 \text{ m}^3$$

$$S_y = 2338.8108 \text{ cm}^3$$

Las recomendaciones generales que se han manejado para suplir estimados como relaciones de cálculos, entre otros, se considera sumar un 5% en el módulo de flexión, como se presenta en la ecuación 2.3

$$S_{Tabla} \geq S_{calculado} + 5\% \quad (2.3)$$

$$S_{Tabla} \geq 2338.81081 \text{ cm}^3 + 5\%$$

$$S_{Tabla} \geq 2455.75 \text{ cm}^3$$

El valor S_y de $2455,75 \text{ cm}^3$ comparado con los datos de la tabla de datos de los perfiles [56], es muy semejante ya que este valor es de $2587,5 \text{ cm}^3$.

Al contar con propiedades del perfil seleccionado se procede a realizar algunas verificaciones con transformación de unidades.

$$I_y = 0,000174 \text{ m}^4$$

Para proceder a validar el perfil se procede a aplicarlas ecuaciones 2.1 y 2.2.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{max}}{S_{tab}}$$

$$\sigma_{trabajo} = \frac{696,746 \text{ KN} \cdot \text{m}}{0,0001747 \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{trabajo} = 259.74 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{S_{ult}}{\sigma_{trabajo}}$$

$$F_s = \frac{400 \text{ MPa}}{259.74 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1.54$$

2.3.1.2 Distribución de Esfuerzos.

2.3.1.2.1 Distribución de Esfuerzos Normales.

Al realizar un corte en cualquier punto de una sección transversal de un elemento completamente uniforme, el esfuerzo será completamente perpendicular al elemento, pero esto únicamente se da si cumple condiciones como [51], [54], [57]:

- El elemento es cien por ciento recto.
- La superficie es completamente lisa.
- La sección a analizar esta distante del punto donde se aplican las cargas.
- Las secciones son uniformes en todo el elemento, entre otras.

Para la deformación en elementos que no cumplen las condiciones anteriores o como en este caos en el cual el elemento está sometido a flexión, este tiende a curvarse, para ello se aplica la ecuación 2.4, que relaciona el momento máximo con la distancia entre ejes y la inercia del perfil.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot C}{I_x} \quad (2.4)$$

Si un elemento es simétrico, se considera la distribución dividida en dos secciones donde los puntos tienen a alargarse y otro tiende a comprimirse, en la cual podría el elemento estar sometido a tracción como a compresión dependiendo del diagrama de Momento, el límite donde no se da estos fenómenos se conoce como eje neutro [51], [54], [57], [58]. En la Figura 56 se observa la distribución de esfuerzos en la cual se observa que los puntos más

alejados al eje neutro son aquellos donde existen máximos esfuerzos tanto de tracción como de compresión, teniendo un $\sigma_{Tracción}$ de 259,74 MPa y un $\sigma_{Compresión}$ de 259,74 MPa.

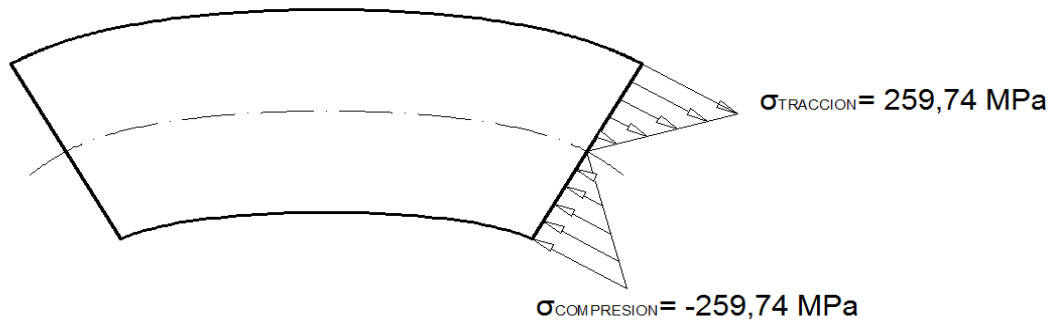


Figura 56 Distribución de Esfuerzos⁶².

2.3.1.2.2 Distribución de Esfuerzos Cortantes.

El esfuerzo cortante en una sección de material se puede calcular relacionando una diferencia de alturas entre el área y el eje neutro, la ecuación 2.5 es la que se emplea para determinar esta relación del cortante.

$$\zeta_1 = \frac{V_{max} \cdot Q_1}{I_x \cdot b} \quad (2.5)$$

Graficando esta distribución del esfuerzo cortante sobre el perfil se denota claramente una función parabólica como se visualiza en la Figura 57 [51], [54], [55], [57], [58]. Para obtener estos valores se procede a aplicar fórmulas de Inercia, ecuación 2.6.

$$I_{eje} = \sum (I_{\bar{x}} + A \cdot d_y^2) \quad (2.6)$$

⁶² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoDesk AutoCad Mechanical).

$$I_{eje} = 2 \left(\frac{1}{2} (0,2)(0,012)^2 + (0,12)(0,012)(0,054)^2 + \frac{1}{2} (0,012)(0,096)^2 + (0) \right)$$

$$I_{eje} = 0,000037 m^4$$

Y los valores de Q, donde se relacionan el área de una de las figuras que componen el perfil y la distancia entre el eje neutro y el centroide de la figura geométrica que compone el perfil, ecuación 2.7.

$$Q = A \cdot d \quad (2.7)$$

$$Q_1 = A \cdot d$$

$$Q_1 = (0,12) \cdot (0,0012) \cdot (0,054)$$

$$Q_1 = 0,00013 m^3$$

$$Q_2 = A \cdot d$$

$$Q_2 = (0,012) \cdot (0,048) \cdot (0,024)$$

$$Q_2 = 0,000014 m^3$$

$$Q_T = Q_1 + 2 \cdot Q_2$$

$$Q_2 = (0,00013) + (0,000014) \cdot (2)$$

$$Q_2 = 0,000157 m^3$$

$$\zeta_1 = \frac{V_{max} \cdot Q_1}{I_x \cdot b}$$

$$\zeta_1 = \frac{(259,74 \times 10^6 Pa) \cdot 0,00013 m^3}{0,000037 m^4 \cdot 0,2}$$

$$\zeta_1 = 2,8598 GPa$$

$$\zeta_2 = \frac{V_{max} \cdot Q_1}{I_x \cdot b}$$

$$\zeta_2 = \frac{(259,74 \times 10^6 \text{ Pa}) \cdot 0,000014 \text{ m}^3}{0,000037 \text{ m}^4 \cdot 0,012 \text{ m}}$$

$$\zeta_2 = 5,133 \text{ GPa}$$

$$\zeta_T = \frac{V_{max} \cdot Q_1}{I_x \cdot b}$$

$$\zeta_T = \frac{(259,74 \times 10^6 \text{ Pa}) \cdot 0,000014 \text{ m}^3}{0,000157 \text{ m}^4 \cdot 0,012 \text{ m}}$$

$$\zeta_T = 5,756 \text{ GPa}$$

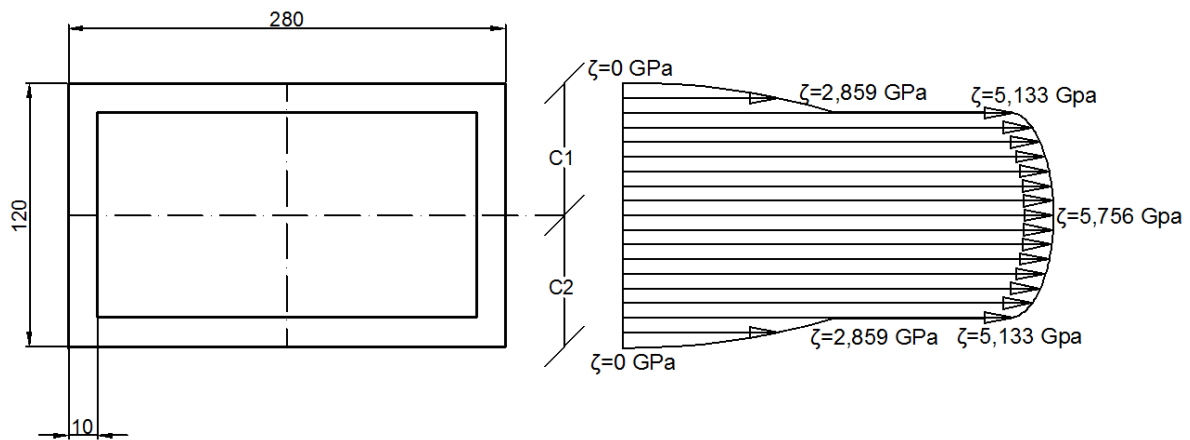


Figura 57 Distribución de Esfuerzos Cortantes⁶³.

Podemos denotar que el valor del esfuerzo cortante máximo en el boom de la cuchara es de $\zeta_{max} = 5,756 \text{ GPa}$.

⁶³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

2.3.1.3 Flecha Máxima y Ángulo de Giro.

Para identificar correctamente los términos de flecha máxima y ángulo de giro debemos comprender que es la línea elástica [51], [54], [55], [57], [58], la línea elástica es la forma que toma el eje neutro del perfil, generalmente se produce por la existencia de cargas exteriores.

Al relacionar la línea tangente producida por la línea elástica con un punto de una línea horizontal se conforma un ángulo θ , a este se le conoce como ángulo de giro, y en el método de superposición para cargas puntuales θ_{max} se calcula mediante la ecuación 2.8. Se visualiza el ángulo de giro que presenta el diseño en la Figura 58.

$$\theta_{max} = \frac{P \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (2.8)$$

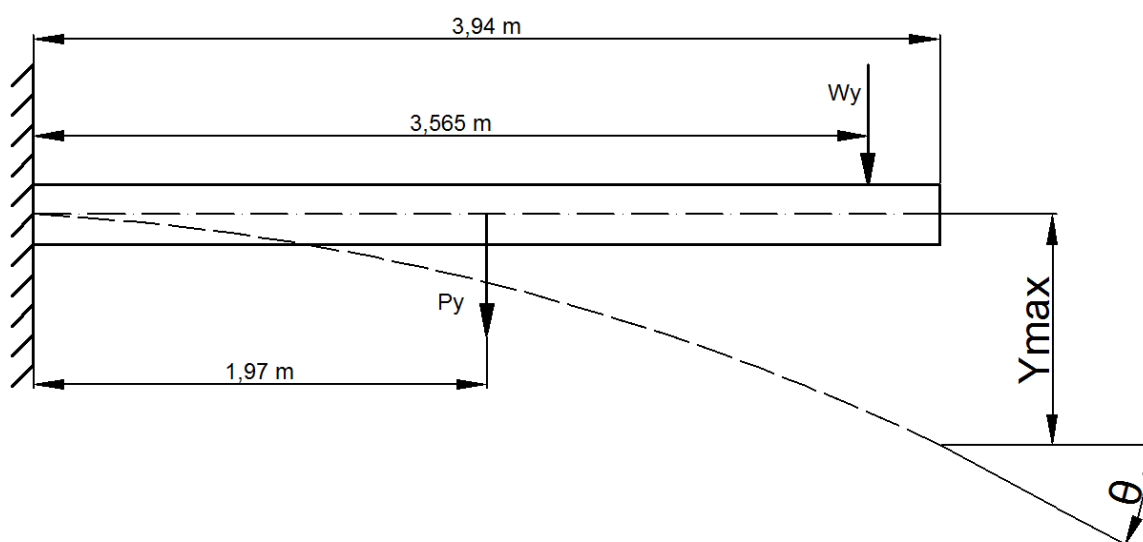


Figura 58 Diagrama de Flecha Máxima y Angulo de Giro⁶⁴.

⁶⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$\theta_{max} = \frac{P \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{P \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$\theta_{max} = \frac{3,943 \times 10^3 \cdot 1,97^2}{2 \cdot 200 \times 10^9 \cdot 0,000037} + \frac{193,219 \times 10^3 \cdot 3,656^2}{2 \cdot 200 \times 10^9 \cdot 0,000037}$$

$$\theta_{max} = 0,001034 + 0,05066$$

$$\theta_{max} = 0,0517 \approx 2,96^\circ$$

El valor de θ_{max} semejante a 3° nos indica que este será el ángulo de deflexión máxima que sufrirá el boom de la cuchara.

La flecha se conoce en cambio como la variación longitudinal que presenta la línea elástica al estar sometido a cargas externas [51], [54], [55], [57], [58], en el caso de que se desee obtener la flecha máxima por el método de superposición para cargas puntuales, se aplicara la ecuación 2.9, la flecha máxima estimada para este diseño se observa en la Figura 58.

$$Y_{max} = \frac{P \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L - a) \quad (2.9)$$

$$Y_{max} = -\frac{P \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L - a) - \frac{P \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L - a)$$

$$Y_{max} = -\frac{3,943 \times 10^3 \cdot 1,97^2}{6 \cdot 200 \times 10^9 \cdot 0,000037} \cdot (3 \cdot 3,94 - 1,97) - \frac{193,219 \times 10^3 \cdot 3,656^2}{2 \cdot 200 \times 10^9 \cdot 0,000037} \cdot (3 \cdot 3,94 - 3,565)$$

$$Y_{max} = -(0,000345) \cdot (9,85) - (0,16889) \cdot (8,255)$$

$$Y_{max} = -0,003395 - 0,1394$$

$$Y_{max} = -0,142m \approx 145 \text{ mm}$$

La deflexión máxima a la que estará sometido el boom de la cuchara corresponde a 145 mm.

2.3.1.4 Análisis de Cargas Axiales.

Las cargas axiales al estar aplicadas sobre perfiles uniformes, tienden a generar esfuerzos normales, o en su forma más pura se genera tracción o compresión [51], [54], [55], [57], [58], la ecuación 2.10 permite determinar el esfuerzo normal.

$$\sigma = \frac{F_x}{A} \quad (2.10)$$

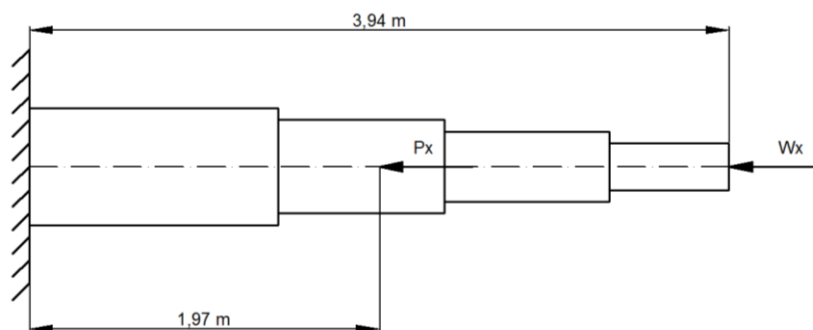


Figura 59 Diagrama de Cargas Axiales⁶⁵.

En este análisis se puede constatar que al estar el boom de la cuchara, con la inclinación de remoque, existen algunas cargas que tienen componentes en el eje x, como se observa en la Figura 59, para determinar los esfuerzos se seccionara al elemento según el numero sub partes que intervienen, para este caso tres cortes.

$$P_x = \sin(10) \cdot 4,082$$

$$P_x = 0,7088 \text{ KN}$$

$$W_x = \sin(10) \cdot 196,2$$

$$W_x = 34,0696 \text{ KN}$$

⁶⁵ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

2.3.1.4.1 Corte # 1

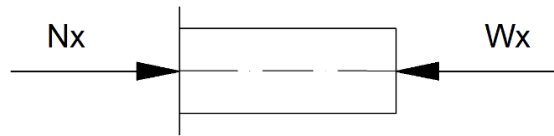


Figura 60 Corte #1⁶⁶.

$$\sum F_x = 0$$

$$N - W_x = 0$$

$$N = W_x$$

$$N = 34,0696 \text{ KN}$$

$$A = 2A_1 + 2A_2$$

$$A = 2(0,2 \cdot 0,010) + 2(0,096 \cdot 0,010)$$

$$A = 0,02784$$

$$\sigma = \frac{F_x}{A}$$

$$\sigma = \frac{34,0696 \text{ KN}}{0,02784 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 1,224 \text{ MPa}$$

2.3.1.4.2 Corte # 2

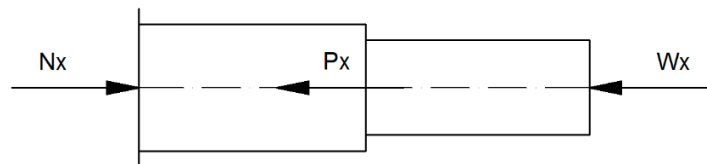


Figura 61 Corte #2⁶⁷.

⁶⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

⁶⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$\sum F_x = 0$$

$$N - W_x - P_x = 0$$

$$N = W_x + P_x$$

$$N = 34,7786 \text{ KN}$$

$$A = 2A_1 + 2A_2$$

$$A = 2(0,16 \cdot 0,010) + 2(0,4 \cdot 0,010)$$

$$A = 0,01168 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{F_x}{A}$$

$$\sigma = \frac{34,7786 \text{ KN}}{0,01168 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 2,977 \text{ MPa}$$

2.3.1.4.3 Corte # 3

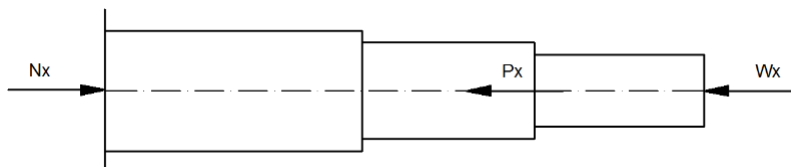


Figura 62 Corte #3⁶⁸.

$$\sum F_x = 0$$

$$N - W_x - P_x = 0$$

$$N = W_x + P_x$$

$$N = 34,7786 \text{ KN}$$

⁶⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés. (AutoCad Mechanical).

$$A = 2A_1 + 2A_2$$

$$A = 2(0,18 \cdot 0,010) + 2(0,4 \cdot 0,010)$$

$$A = 0,013344 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{F_x}{A}$$

$$\sigma = \frac{34,7786 \text{ KN}}{0,013344 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 2,606 \text{ MPa}$$

2.3.2 Análisis de Boom superior.

Los análisis estructurales y de resistencia de materiales desarrollados en las secciones anteriores donde se detalla a cabalidad cada uno de los puntos necesarios para determinar el perfil más idóneo en la aplicación, por la cantidad de cálculos empleados se resumen en la siguiente sección. El perfil seleccionado IRAM- IAS U500X300, el cual nos permite tener un factor de seguridad de 2,15.

2.3.3 Falso Chasis.

Para la modificación del Chasis, se tomado al pie de la letra las sugerencias realizadas por el Constructor de tracto camiones[21], donde en resumen se emperna placas con el objetivo de no reducir la resistividad de los perfiles. Sobre este falso chasis se ubicaran todas las cargas tanto del boom como de la cuchara en sí.

Tomando de referencia estos casos, se ha seleccionado un perfil de las características expresadas en la Figura 63.

AS 260 S .. X/P 20,0 t posterior 289x80x6,7	2840	2072	46	46	46	46	46	46	46	46	57	46	74	46	74	46	74	46
	3140	1802	46	46	46	46	46	46	46	46	57	46	74	46	74	46	74	46
	3440	2477	74	46	74	46	105	46	105	46	105	57	105	74	150	74	150	74
	3740	2387	74	46	105	46	105	46	105	74	105	74	150	74	150	74	173	89
	4340	2207	89	46	105	46	105	57	105	74	150	74	150	74	150	74	173	89
	4690	2657	150	74	173	74	208	89	208	105	208	105	245	105	245	105	286	150

Figura 63 Perfil seleccionado Falso chasis⁶⁹.

El perfil seleccionado es As 260. S-x/p de 280x80x7,7 y la configuración es la que se muestra en la figura 64-65.

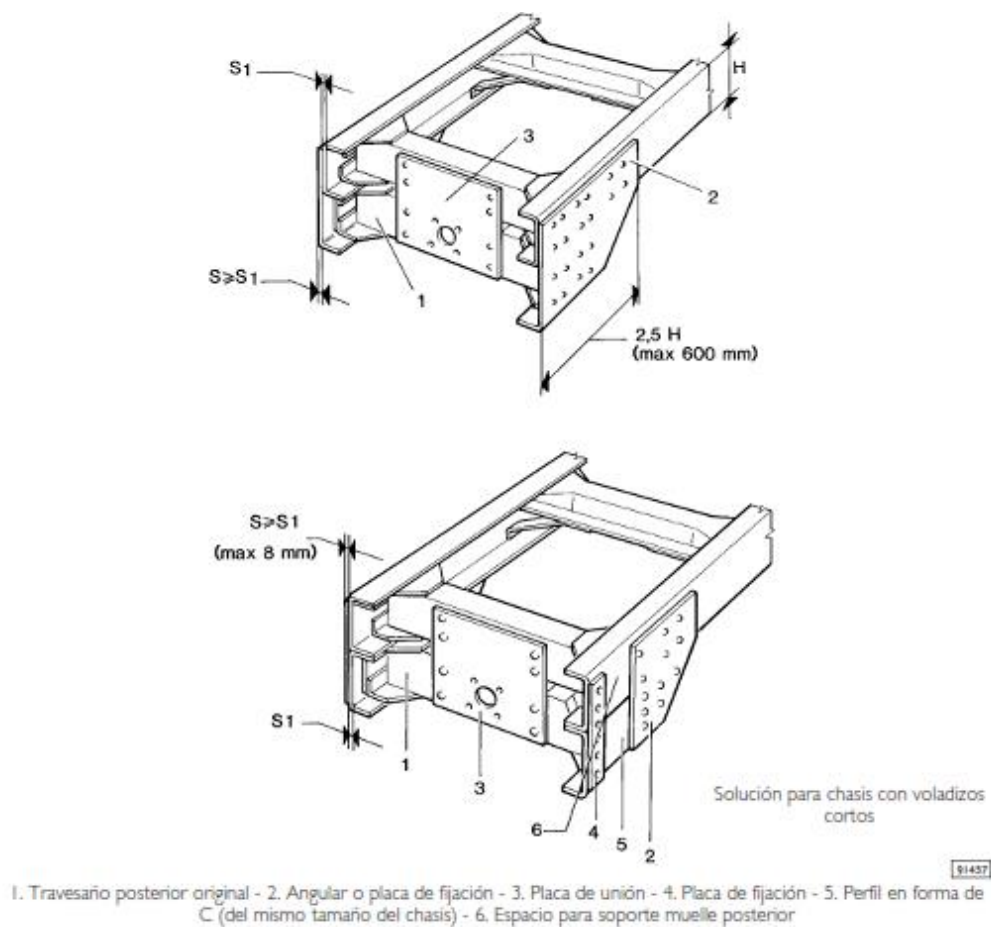


Figura 64 Falso Chasis del Remolcado^{70r}.

⁶⁹ Fuente: Iveco, "Strails AS/AT/AD Euro 4/5 Instrucciones para transformar y equipar vehiculos." Iveco, 2008.

⁷⁰ Fuente: Iveco, "Strails AS/AT/AD Euro 4/5 Instrucciones para transformar y equipar vehiculos." Iveco, 2008.

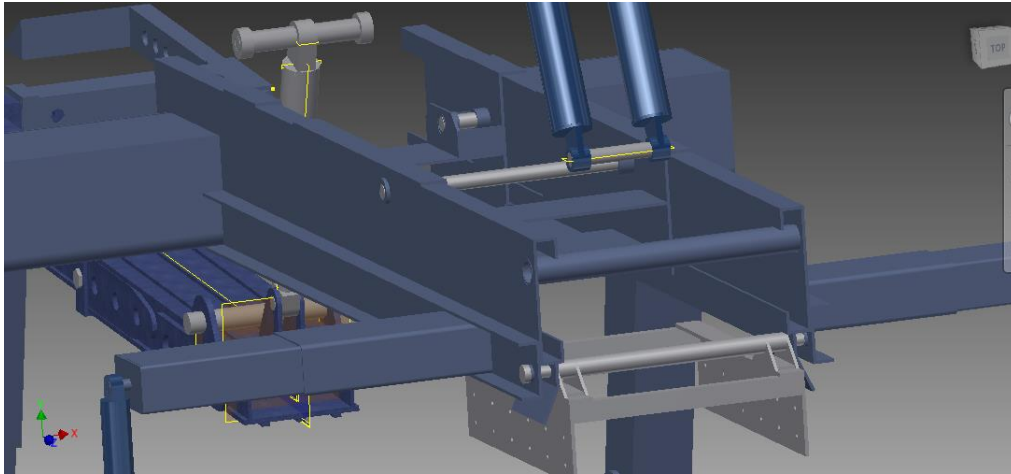


Figura 65 Falso Chasis⁷¹

2.4 Automatización del Sistema.

Los sistemas antiguos de remolque y auxilio de vehículos empleaban sistemas de palancas, poleas, cadenas entre otros, poco a poco se han dejado de emplear estos sistemas y ha incursionado la fuerza de los fluidos no compresibles.

El poder de la Oleohidráulica ha desplazado a muchos de los sistemas mecánicos en los cuales se generaban movimientos y su vez estos movimientos requería gran capacidad de carga[59]–[61].

Estos sistemas se componen generalmente de centralitas hidráulicas, válvulas direccionales y los actuadores lineales, los cuales se seleccionan en base a catálogos, o simplemente como se procede en la industria local, donde interviene en su gran mayoría la experiencia de los constructores.

⁷¹ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

Para proceder con la selección o definición de los elementos se ha tomado la sugerencia de un proveedor en específico [62], en este catálogo se brinda soporte en la selección de tomas de fuerza desde el tracto camión hacia la aplicación y la selección de bomba hidráulica.

2.4.1 Actuadores

En la selección de selección de cilindros, se emplearan a las ecuaciones 2.11, que relación el esfuerzo por el área del cilindro, como tenemos conocimiento la bomba trabajara con una presión de 250 bares.

$$Presión = \frac{Fuerza}{Área} \quad (2.11)$$

De las cuales se deducen las ecuaciones 2.12 y 2.13, estas ecuaciones permiten obtener el diámetro del cilindro en función de la presión de trabajo y la fuerza máxima a elevar.

$$Área = \frac{Fuerza}{Presión} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.12)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}} \quad (2.13)$$

2.4.1.1.1 Actuador Tercera Sección Boom Cuchara

En esta sección se aplica una carga de 70685.8 N.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 70685,8}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,059 \text{ m} \approx 60 \text{ mm}$$

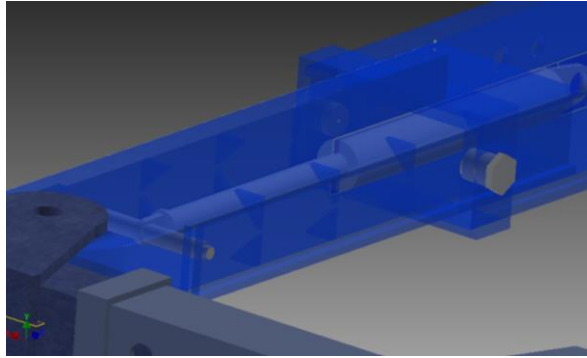


Figura 66 Actuador Tercera Sección Boom Cuchara⁷².

2.4.1.1.2 Actuador Segunda Sección Boom Cuchara

En esta sección se aplica una carga de 125664 N.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 125664}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,078 \text{ m} \approx 80 \text{ mm}$$

⁷² Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

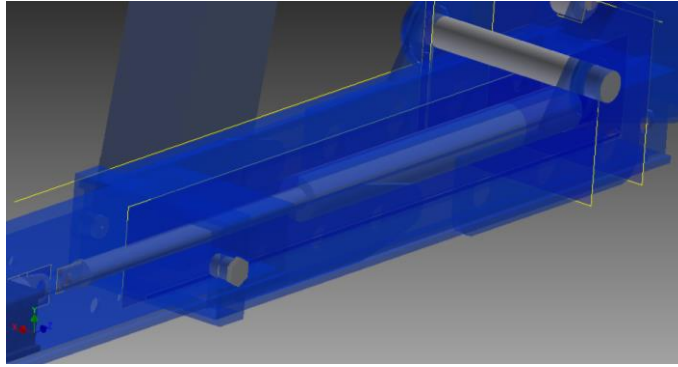


Figura 67 Actuador Segunda Sección Boom Cuchara⁷³.

2.4.1.1.3 Actuador Inclinación Nivel de Boom Cuchara

En esta sección se aplica una carga de 785398 N.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 785398}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,1001 \text{ m} \approx 100\text{mm}$$

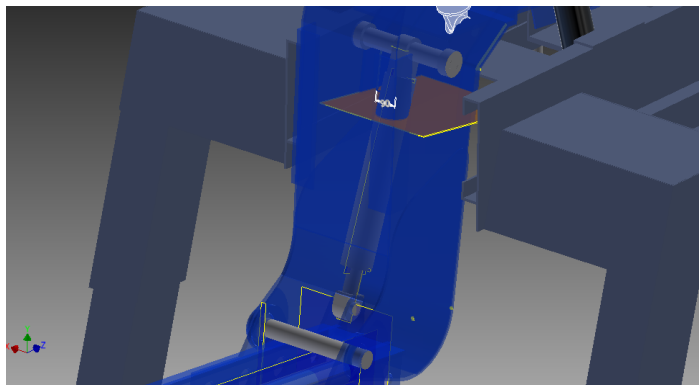


Figura 68 Actuador Inclinación de Boom Cuchara⁷⁴.

⁷³ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

⁷⁴ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

2.4.1.1.4 Actuadores Elevación Cuchara

En esta sección se aplica una carga de 464836 N por cada cilindro.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 464836}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,1508 \text{ m} \approx 150 \text{ mm}$$

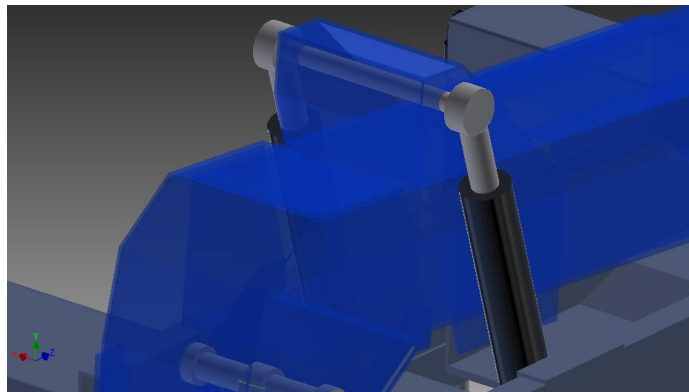


Figura 69 Actuador Elevación Cuchara⁷⁵.

2.4.1.1.5 Actuadores Elevación e Inclinación de Boom Superior

En esta sección se aplica una carga de 441786N por cada cilindro.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 441786}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,147 \text{ m} \approx 150 \text{ mm}$$

⁷⁵ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

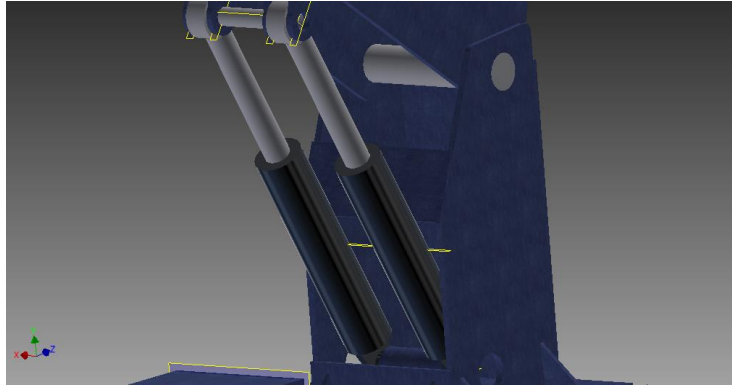


Figura 70 Actuador Elevación Inclinación Boom Superior⁷⁶.

2.4.1.1.6 Actuadores Sección de Boom Superior

En esta sección se aplica una carga de 502655N.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Fuerza}{\pi \cdot Presión}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 502655}{\pi \cdot 250 \times 10^5}}$$

$$D = 0,15699 \text{ m} \approx 160\text{mm}$$

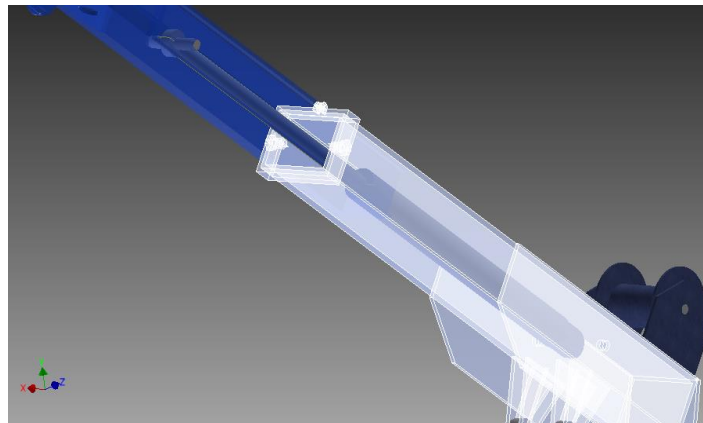


Figura 71 Actuador Sección Boom Superior⁷⁷.

⁷⁶ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

⁷⁷ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

2.4.2 Bomba y Toma de Fuerza.

Para nuestra aplicación por recomendación de Movimiento Hidráulico Galán, se sugiere que para el correcto desempeño del equipo, ya que el equipo funciona cuando el vehículo se encuentra detenido una toma de fuerza desembragada, según el fabricante se requiere de una bomba hidráulica de conexión directa, la bomba debe ser una bomba simple de desplazamiento variable. Para determinar datos concisos sobre el caudal requerido para el correcto desempeño del sistema.

2.4.2.1 Cálculos de Caudal

Para el correcto desempeño de cada uno de los elementos hidráulicos se calcula el caudal en el sistema, para ello se empleara la ecuación 2.14 [59]–[61].

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v) \quad (2.4)$$

Se procede a calcular el caudal por cada elemento.

2.4.2.1.1 Actuador Tercera Sección Boom Cuchara

La recomendación de los personeros de Movimiento Hidráulico Galán [63] es que este cilindro trabaje a 0,05m/s, el caudal será:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v) \\ Q_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,060^2) \cdot (0,05) \\ Q_1 &= 0,000141 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

2.4.2.1.2 Actuador Segunda Sección Boom Cuchara

De igual manera que el anterior actuador, la recomendación de los personeros de Movimiento Hidráulico Galán [63] es que este cilindro trabaje a 0,05m/s, el caudal será:

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v)$$
$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,040^2) \cdot (0,05)$$
$$Q_2 = 0,000063 \frac{m^3}{s}$$

2.4.2.1.3 Actuador Inclinación Nivel de Boom Cuchara

Para este cilindro la recomendación de los personeros de Movimiento Hidráulico Galán [63] es que este cilindro trabaje a 0,04m/s, el caudal será:

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v)$$
$$Q_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2) \cdot (0,04)$$
$$Q_3 = 0,000314 \frac{m^3}{s}$$

2.4.2.1.4 Actuadores Elevación Cuchara

De igual manera que el anterior actuador, la recomendación de los personeros de Movimiento Hidráulico Galán [63] es que estos dos cilindros trabajen a 0,04m/s, el caudal será:

$$Q_4 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v)$$

$$Q_4 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,15^2) \cdot (0,04)$$

$$Q_4 = 0,000707 \frac{m^3}{s}$$

2.4.2.1.5 Actuadores Elevación e Inclinación de Boom Superior

Al ser de las mismas dimensiones la recomendación es que estos dos cilindros trabajen a 0,04m/s, el caudal será el mismo de la sección anterior:

$$Q_5 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v)$$

$$Q_5 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,15^2) \cdot (0,04)$$

$$Q_4 = 0,000707 \frac{m^3}{s}$$

2.4.2.1.6 Actuadores Sección de Boom Superior

La recomendación de los personeros de Movimiento Hidráulico Galán [63] es que este cilindro trabaje a 0,05m/s, el caudal será:

$$Q_6 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot (v)$$

$$Q_6 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,160^2) \cdot (0,05)$$

$$Q_6 = 0,000884 \frac{m^3}{s}$$

El caudal hidráulico en el sistema semejante a 94,26 l/min aproximadamente 95 l/min, una presión máxima en el sistema de 250 bar y un régimen de velocidad máxima de 900 rpm, todos estos datos se resumen en la Tabla 8.

Tabla 8 Parámetros de Funcionamiento del Sistema [62].

Parámetro	Valor
Toma de Fuerza	Desembragada
Conexión de Bomba	Directa
Características Bomba	Simple / Desplazamiento Variable
Caudal Hidráulico	95 l/min
Presión Máxima	250 Bar
Régimen de Velocidad	900 rpm

2.4.2.2 Selección de toma de fuerza

Con las condiciones antes recomendadas y a sabiendas que no necesita de que el vehículo se encuentre encendido, se selecciona un sistema que sea dependiente del embrague, es decir se enlace directamente a la caja de cambios, según [62] se podría seleccionar al modelo PTR-DH.

2.4.2.3 Relaciones de Transmisión.

La relación de transmisión para el modelo de la toma de fuerza adaptable a cualquier caja de transmisión según las tablas de [62] es de $z=1,53$.

2.4.2.4 Selección de la Bomba

Para la selección de la bomba adecuada, se aplicará la ecuación 2.11 presentada a continuación:

$$D_{necesario} = \frac{Q \cdot 1000}{z \cdot n_{motor}} \quad (2.11)$$

$$D_{necesario} = \frac{50,76 \cdot 1000}{1,53 \cdot 900}$$

$$D_{necesario} = 0,6899 \approx 69 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Según el catalogo un valor próximo es de $75 \text{ cm}^3/\text{rev}$, la bomba de consideraciones variables pues es la VP1-75.

2.4.2.5 Comprobación de la Bomba

Con la ayuda de la ecuación 2.12, se verifica que la bomba no sobrepase el límite máximo de rpm.

$$n_{motor} \times z = 900 \times 1,53 = 1377 \text{ rpm} \quad (2.12)$$

Según se constata, en el catálogo la bomba tiene un máximo de 1700 rpm, lo que garantiza que no sobrepase el régimen.

2.4.3 Deposito

Para estimar un deposito al cual se pueda instaurar en el sistema se estimó con ayuda de Recomendaciones para la Construcción de Remolcadores[63], que según las condiciones que impusimos para nuestro diseño, con las condiciones de la bomba y todo el circuito hidráulico, un depósito de aproximadamente 35 litros.

2.5 Circuito Hidráulico

Definidos todos los parámetros, la cantidad de cilindros y como estos interactúan se ha definido el circuito hidráulico de este diseño, para lo cual se ha seccionado en un circuito para la cuchara y un circuito hidráulico para el boom superior.

2.5.1 Circuito Hidráulico de Cuchara.

El sistema hidráulico de la cuchara se compone de cinco actuadores que se adaptan a la línea de servicio del fluido a presión, divididas en tres grupos que se accionan cada una con una válvula direccional 4 vías/ 3 posiciones, como se observa en la figura 72. La división de los grupos se define así:

- Grupo 1: accionamiento boom.
- Grupo 2: accionamiento inclinación del boom.
- Grupo 3: accionamiento de altura del boom.

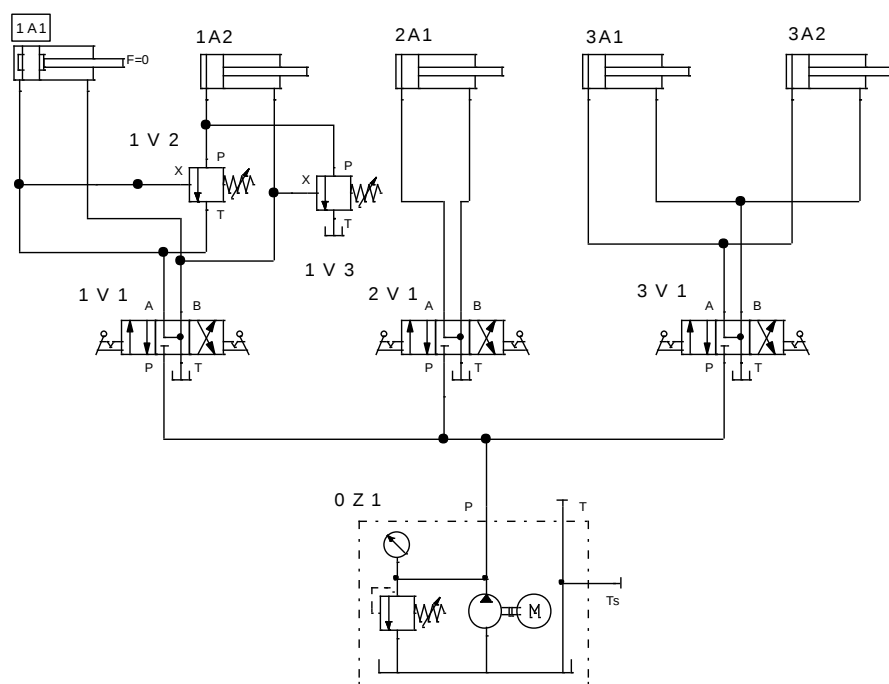


Figura 72 Circuito Hidráulico de Cuchara⁷⁸.

⁷⁸ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica.

2.5.1.1 Funcionamiento Grupo 1

El grupo 1 acciona el boom telescópico, para lo cual al accionar a la posición 2 de la válvula 1V1, permite el paso del fluido directamente al cilindro 1A1, una vez llegado el vástago a la posición 1 una válvula 1V2 da la sincronización para que el cilindro 1A2 pase a posición 1, al accionar la válvula de palanca 1V1 a posición 3, los cilindros descaran el fluido hidráulico al depósito. El diagrama de estado se visualiza en la figura 73.

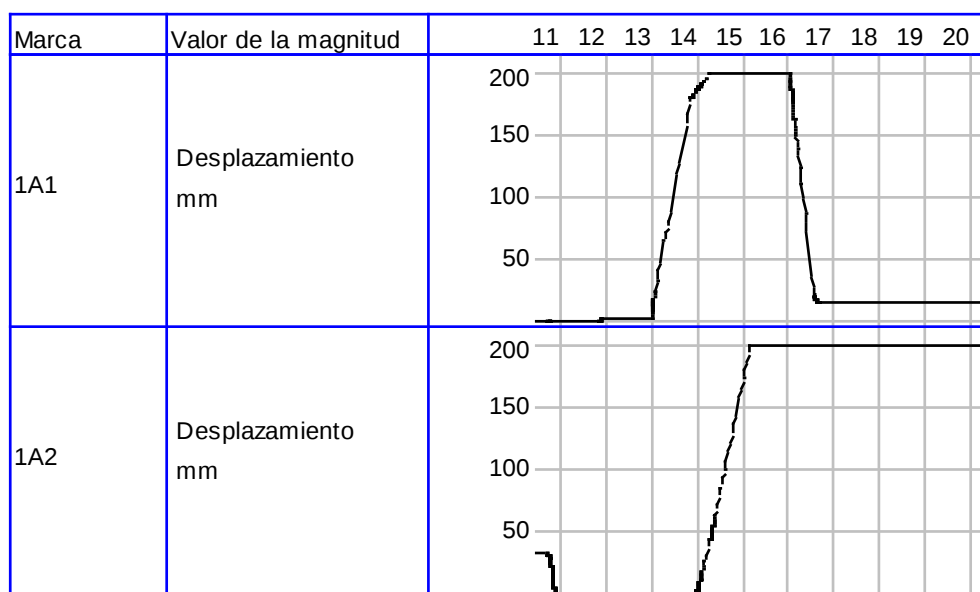


Figura 73 Diagrama posición fase de Grupo 1⁷⁹.

2.5.1.2 Funcionamiento Grupo 2

El grupo 2 acciona el boom telescópico, para lo cual al accionar a la posición 2 de la válvula 2V1, permite el paso del fluido directamente al cilindro 2A1, al accionar la válvula de palanca 2V1 a posición 3, el cilindro descara el fluido hidráulico al depósito. El diagrama de estado se visualiza en la figura 74.

⁷⁹ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica

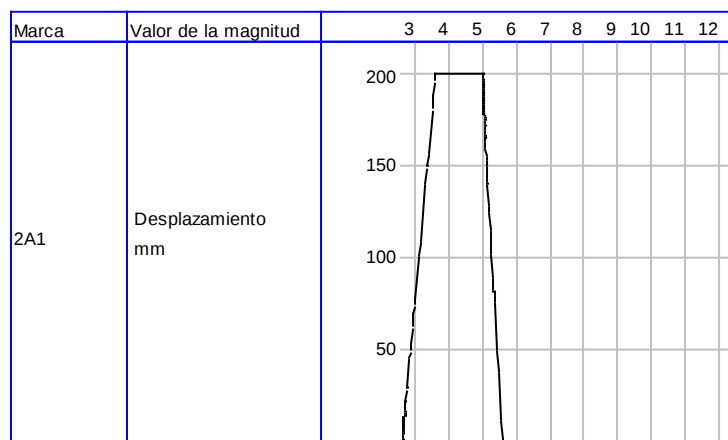


Figura 74 Diagrama posición fase de Grupo 1⁸⁰.

2.5.1.3 Funcionamiento Grupo 3

El grupo 3 acciona el boom telescópico, para lo cual al accionar a la posición 2 de la válvula 3V1, permite el paso del fluido directamente al cilindro 3A1 y de forma sincronizada al cilindro 3A2, al accionar la válvula de palanca 3V1 a posición 3, los cilindros descaran el fluido hidráulico al depósito. El diagrama de estado se visualiza en la figura 75.

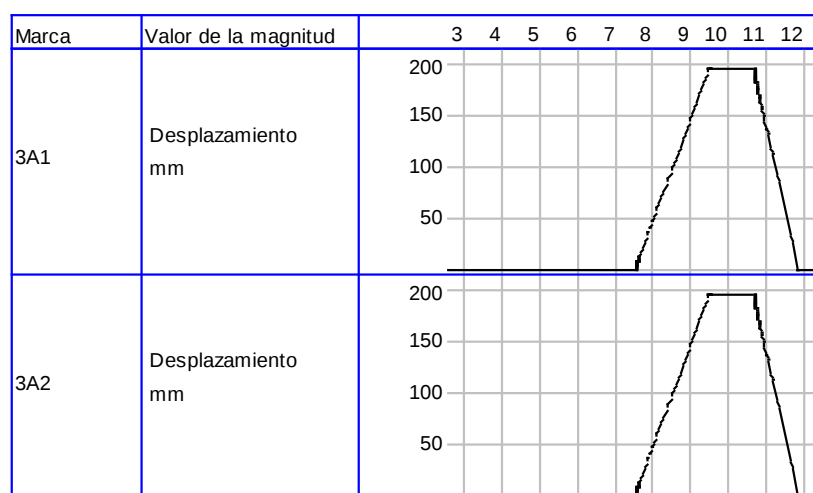


Figura 75 Diagrama posición fase de Grupo 1⁸¹.

⁸⁰ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica

⁸¹ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica

2.5.2 Circuito Hidráulico de Boom Superior.

El boom se compone de tres cilindros hidráulicos que se adaptan a la línea de servicio del fluido a presión, divididas en dos grupos que se accionan cada una con una válvula direccional 4 vías/ 3 posiciones, como se observa en la figura 76. La división de los grupos se define así:

- Grupo 1: accionamiento boom.
- Grupo 2: accionamiento inclinación del boom.

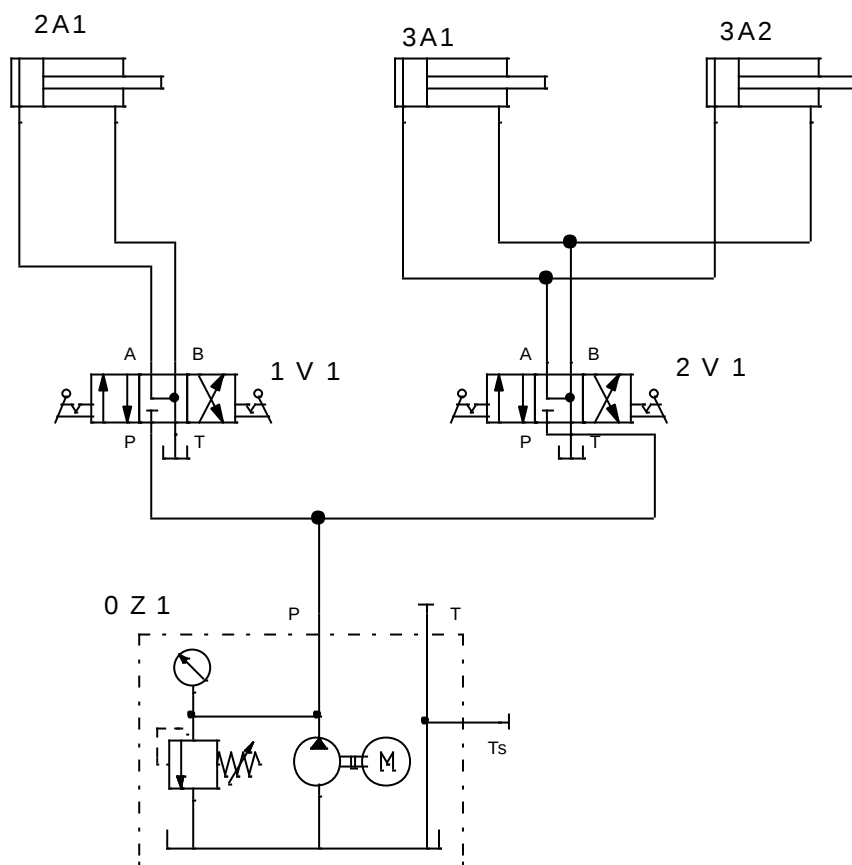


Figura 76 Circuito Hidráulico de Cuchara⁸².

⁸² Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica.

2.5.2.1 Funcionamiento Grupo 1

El grupo 2 acciona el boom telescópico de salvamento, para lo cual al accionar a la posición 2 de la válvula 1V1, permite el paso del fluido directamente al cilindro 1A1, una vez llegado el vástago a la posición 1, al accionar la válvula de palanca 1V1 a posición 3, los cilindros descaran el fluido hidráulico al depósito volviendo a la posición 0. El diagrama de estado se visualiza en la figura 77.

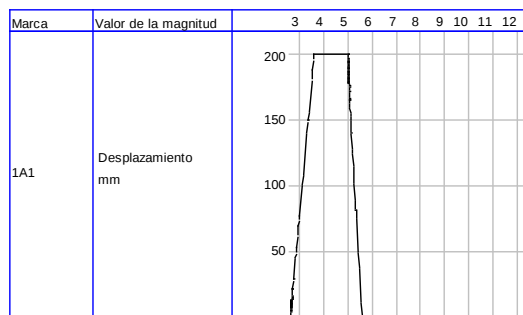


Figura 77 Diagrama posición fase de Grupo 1⁸³.

2.5.2.2 Funcionamiento Grupo 2

El grupo 2 acciona la inclinación boom telescópico de salvamento, para lo cual al accionar a la posición 2 de la válvula 2V1, permite el paso del fluido directamente al cilindro 2A1 y en simultaneo ala actuador 2A2, al accionar la válvula de palanca 2V1 a posición 3, los cilindros descaran el fluido hidráulico al depósito. El diagrama de estado se visualiza en la figura 78.

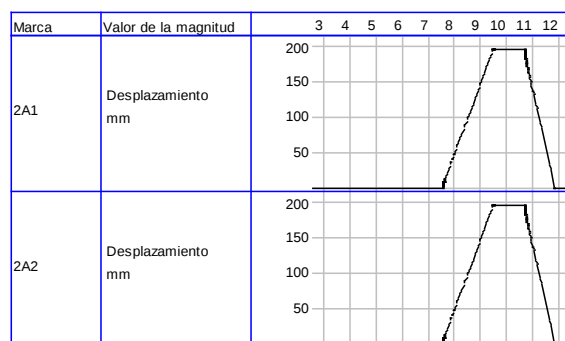


Figura 78 Diagrama posición fase de Grupo 1⁸⁴.

⁸³ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica

⁸⁴ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. FluidSIM Hidráulica

2.6 Presentación del Diseño

Terminado el proceso de diseño el remolcador desmontable a la quinta rueda queda con las siguientes especificaciones que se detallaran una vez emitido la validación en un software de elementos finitos, en este caso ANSYS, pero el diseño preliminar se visualiza en la Figura 79-80.



Figura 79 Remolcador Grúa desmontable a la Quinta Rueda⁸⁵.

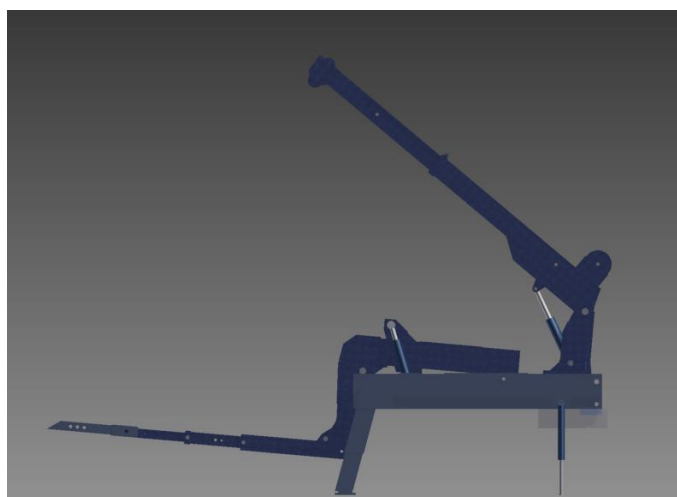


Figura 80 Remolcador Grúa desmontable a la Quinta Rueda⁸⁶.

⁸⁵ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

⁸⁶ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud. AutoDesk Inventor.

CAPÍTULO III

SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DEL DISEÑO

3.1 Introducción

En este capítulo se va a realizar el análisis del diseño planteado por medio de un software de números finitos (ANSYS); el cual va lograr disipar cualquier error o fallo en la estructura diseñada para soportar un peso, y al sobre pasar este peso indicara que elemento fallara.

Se procederá al análisis por partes, analizando así de esta manera los esfuerzos provocados en las partes críticas.

Para un primer análisis se tomara el brazo superior (boom) que está diseñado para un peso de 10 TON como máximo, debido a que el winch empleado será de 10 Ton por ser el más común en el mercado, y se simulará en las peores condiciones las cuales dependen de la carga y la altura que este ubicado en el brazo, y será básicamente para ayuda de arrastre en caso de que los vehículos se queden embancados, enterrados, o bien sea en una situación de peligro al volcarse mientras se efectúa el arrastre.

Los elementos del boom están sometidos a unas fuerzas puntuales debido a que la carga siempre estará hacia abajo, los componentes de esta fuerza van hacer ya sea la polea y la estructura del brazo en sí que estarán sometidos a dichas fuerzas. El BOOM o brazo superior está unido a un soporte metálico o base, que se considerara como un empotramiento o apoyo fijo.

Luego se procederá con el análisis del Underlift que es la herramienta principal y la mayor utilidad de esta estructura, y será el encargado de remolcar las 20 TON que se aplican para este diseño, pero eso no quiere decir que soporte toda la carga, porque al elevar el eje

delantero de los camiones la parte frontal que es la más conveniente para efectuar el rescate por ser más liviana el centro de gravedad del camión se vería afectado y el peso se concentraría en la parte posterior, así la estructura del remolcador no soportaría todo el peso.

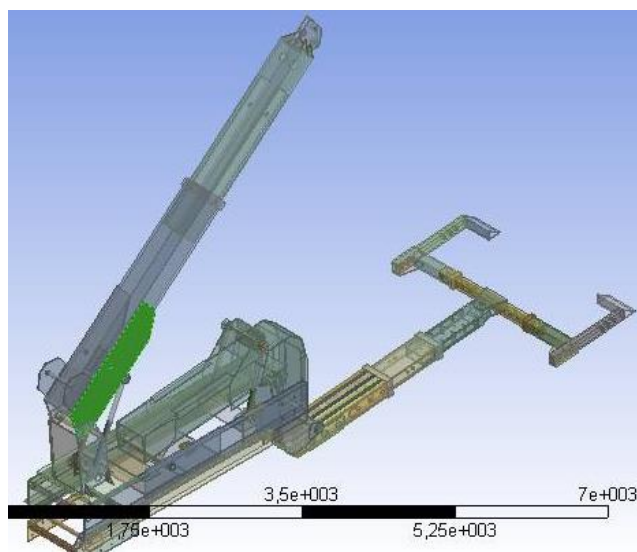


Figura 81 Diseño para la estructura de rescate⁸⁷

La carga se reduciría en un porcentaje dependiendo de la altura a la cual este ubicada el Underlift, y de esto dependerá la intensidad de la carga ubicada en el mismo, y como indica la guía de remolques, con una inclinación de 10^0 como máximo la carga se reducirá a 10Ton[50], [64]–[66][32]; el Underlift también depende de la distancia a la cual el brazo del mismo este alargado o recogido, ya que esta distancia influye directamente en los momentos aplicados al Underlift; pero se tomara las peores condiciones, es decir con el brazo extendido; en la siguientes tablas se expresara los valores de las cargas que se considerara en el diseño.

Tabla 9 Valores de las cargas aplicadas en el diseño⁸⁸[43]–[46], [48]

CARGAS APLICADAS EN EL DISEÑO		
Cargas	Brazo superior (Boom)	Underlift
Perpendicular	10TON	20, 12, 10 TON
Arrastre	---	20TON

⁸⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, INVENTOR.

⁸⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

El King Pin es analizando de una manera peculiar ya que es un elemento normalizado y patentado el cual no especifica su composición ya que viene garantizado para soportar el arrastre del tonelaje que se necesite, este análisis estaría dentro del falso chasis[36], [67], [68].

En cada uno de los análisis esta evaluado la parte del falso chasis que es el que está unido al camión que efectuara el rescate, se observara las partes criticas de este falso chasis para el momento de construcción efectuar los refuerzos necesarios, todos los análisis han sido simulados en las peores condiciones, ya que con eso existirá la certeza de validar el diseño y comprobar que no tendrá problemas para efectuar los rescates, notificando que es un diseño seguro y confiable.

Tabla 10 Valores admisibles del factor de seguridad⁸⁹[10], [52]–[55], [66], [69]

VALOR ADMISIBLE DEL FACTOR DE SEGURIDAD	
Parte de la estructura	Factor de seguridad
Boom	Min 1.5 Max indefinido
Underlift con una carga perpendicular	Min 1.5 Max indefinido
Underlift con una carga de arrastre	Min 1.5 Max indefinido

3.2 Análisis del Boom

Para proceder al análisis por partes de toda la estructura se ha considerado que en el Boom se tomó como una muestra más que suficiente la carga de 10 toneladas, y de igual manera se consideró el análisis del King Pin y el falso chasis.

⁸⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés.

3.2.1 Análisis del factor de seguridad del Boom

El análisis como se mencionó se realizara en la peores condiciones, y se identificara las deformaciones y factores de seguridad para determinar que elemento fallará, o cuanto se deformara.

En primera instancia se analiza el factor de seguridad del brazo superior o BOOM y el falso chasis sometido a las peores condiciones.

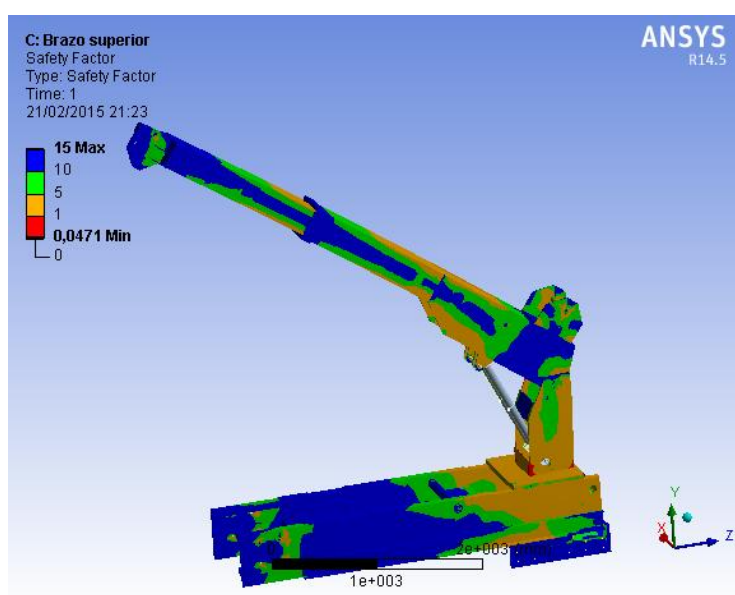


Figura 82 Posición crítica del boom⁹⁰

Los resultados de este análisis indica que el brazo no tiene una mayor concentración de fuerzas y esfuerzos, y se mantiene en un factor de seguridad elevado indicando que podría soportar mayor carga pero el problema serían las deformaciones que esta carga causará en los distintos elementos para ello se realizará un estudio de las deformaciones posteriormente, otro problema es el que presenta en la base ya que el factor de seguridad en las esquinas es bajo, lo cual nos sugiere un refuerzo para poder elevar la capacidad de carga de este brazo.

⁹⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Se ha colocado una vista centrada en el brazo para tener una mejor y clara referencia de los esfuerzos concentrados en él, y como se encuentra el factor de seguridad a lo largo de la estructura.

En la siguiente Figura 83 indica un factor de seguridad muy favorable para la estructura en esta parte, con eso se asegura el funcionamiento y la seguridad de los cables los cuales están colocados en esta parte de la estructura.

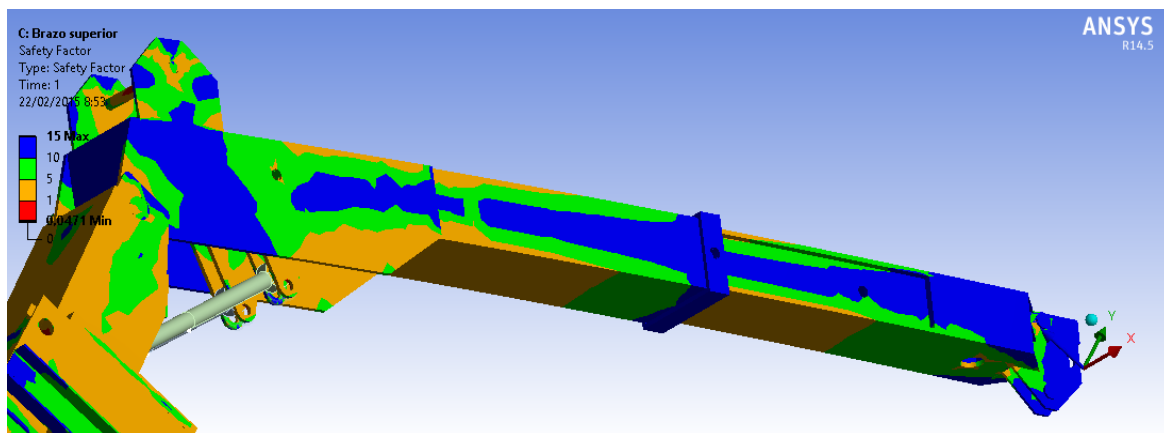


Figura 83 Vista centrada en el Boom⁹¹

Para una mejor apreciación se colocó una perspectiva diferente mostrando la parte crítica de la estructura.

En esta perspectiva se observa de mejor manera donde se colocara los refuerzos para que esta parte de la estructura no este comprometida a fallar.

⁹¹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

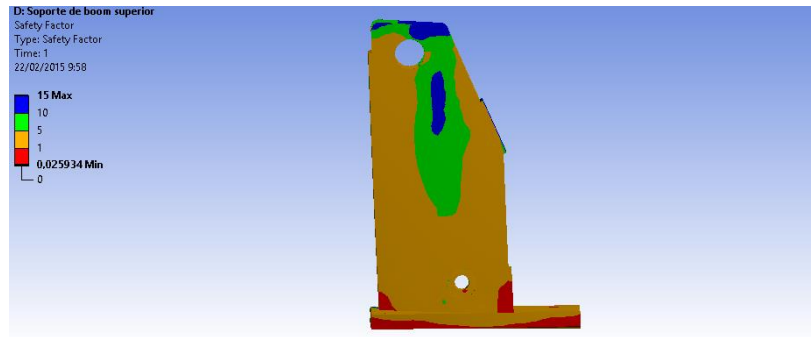


Figura 84 Base del Boom⁹²

Luego de esto se procede con el análisis del King Pin a pesar de no poseer las características específicas ya que son reservadas por fabricantes de esta parte en específico[67], [68], se analizara en primera instancia el factor de seguridad y posterior a esto la deformación, esperando obtener resultados favorables a pesar de no tener el material específico para esta pieza.

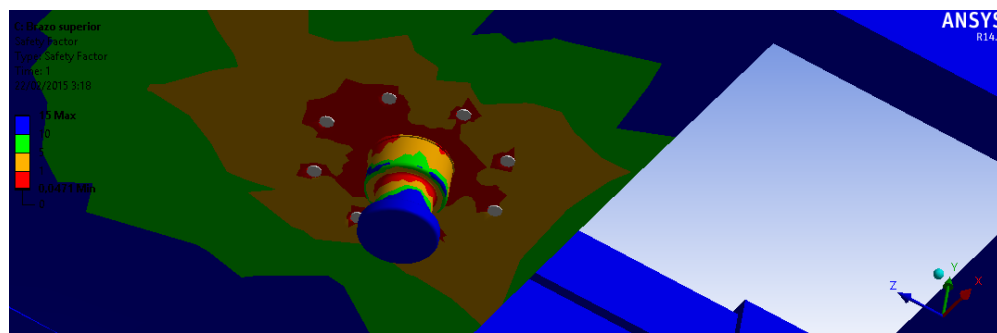


Figura 85 Análisis del Factor de seguridad del King Pin⁹³

El análisis obtenido plantea que esta pieza tiene una gran concentración de esfuerzos en la parte de la base la cual se puede emplear un refuerzo en caso de ser fabricada del material que se seleccionó para este estudio, sin embargo los resultados no son desastrosos

⁹² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

⁹³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

considerando que no son las mismas características mecánicas, ya que todo esto esta normalizado será innecesario hacer este gasto, tanto económico como una pérdida de tiempo al fabricar, de esta manera este análisis será simplemente secundario, que servirá para tener una mejor perspectiva de los resultados obtenidos de manera general de toda la estructura.

3.2.2 Análisis de las deformaciones del Boom

Ahora se procede con el análisis de las deformaciones existentes en esta parte de la estructura, a continuación se expresa los resultados obtenidos.

En este resultado se observara la deformación máxima de los elementos debido a la carga para el análisis del brazo, y como se observa la mayor deformación se da en las poleas, indicando que como máximo se podrá soportar 10 TON para las características de los elementos utilizados en este diseño.

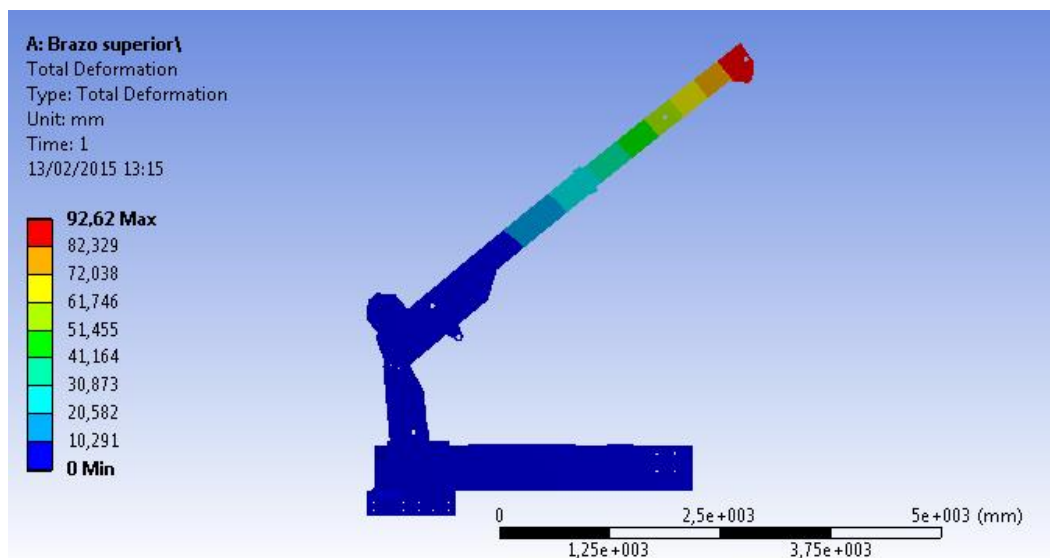


Figura 86 Deformación crítica del Boom⁹⁴

⁹⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Se muestra una perspectiva diferente del Boom con la finalidad de tener una mejor apreciación de los resultados obtenidos, los cuales indican que en esta posición el falso chasis no tiene un gran esfuerzo, o concentración de los mismos, por el contrario la polea es la que soporta toda la concentración de los esfuerzos siendo este el punto crítico de esta configuración del sistema empleado para rescate, o elevación de ciertos pesos.

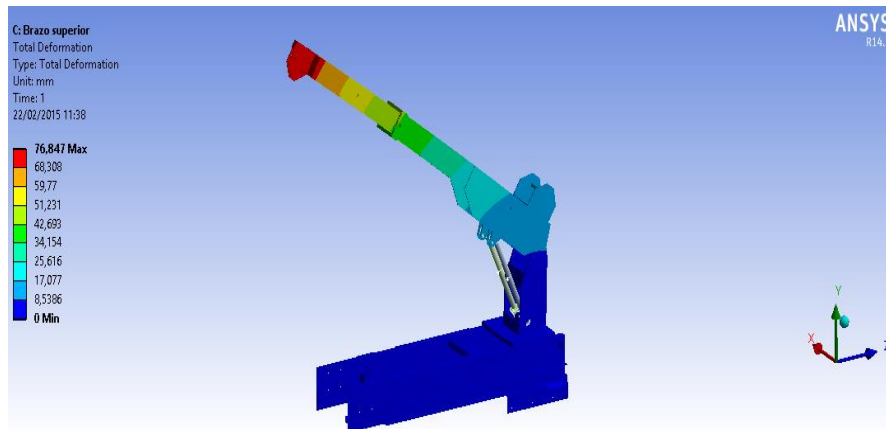


Figura 87 Perspectiva del Boom⁹⁵

Este análisis para la polea indica que no se debe superar la carga máxima, así el factor de seguridad lo permita, ya que al realizar esta acción se hará fallar a la pieza sometida a esta carga de manera inminente e inmediata provocando un accidente mayor, ya que en el boom se trabaja con cables sometidos a tensiones altas y pueden provocar un efecto de látigo los objetos o personas cercanas a los mismos.

Con las cargas en la posición desfavorable se procedió al análisis del King Pin, ya que del falso chasis se pudo apreciar que no tiene ninguna concentración de esfuerzos en el mismo con esta configuración.

⁹⁵ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

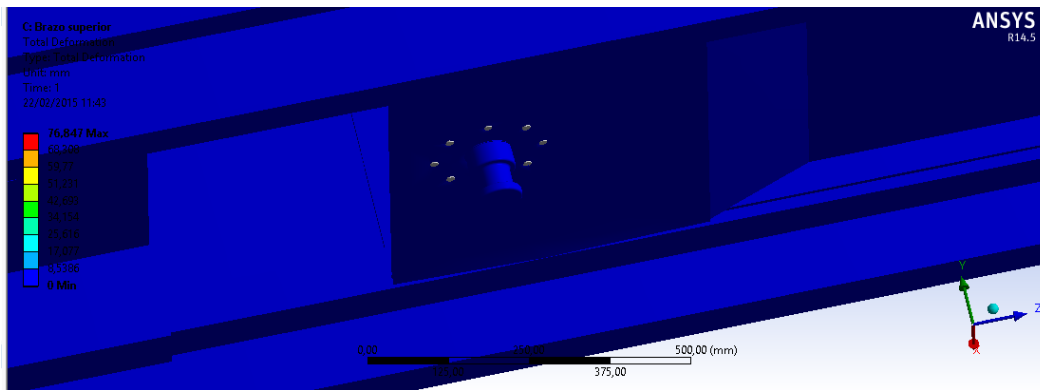


Figura 88 Análisis del King Pin⁹⁶

Los resultados obtenidos expresan que el King Pin no tiene mayor funcionalidad en esta configuración ya que sus esfuerzos son mínimos y por lo tanto no sufre ninguna deformación.

3.3 Análisis del Underlift

Para esta sección de este análisis se procederá de igual forma que la sección anterior se consideraran las perores condiciones, como altura ángulo de inclinación y distancia del brazo.

3.3.1 Análisis Factor de seguridad del Underlift con una carga de 20 TON

Con la diferencia que en esta parte es necesario obtener distintos resultados con distinta cargas ya que ésta no levantara las 20 Ton en bruto, al contrario el peso se distribuirá, pero se considerará pesos diferentes para obtener una iteración de datos.

Se obtendrá primero el factor de seguridad con la carga máxima, tomando en cuenta que la estructura es de manera uniforme y del mismo material, sin considerar los refuerzos que se deberían emplear.

⁹⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

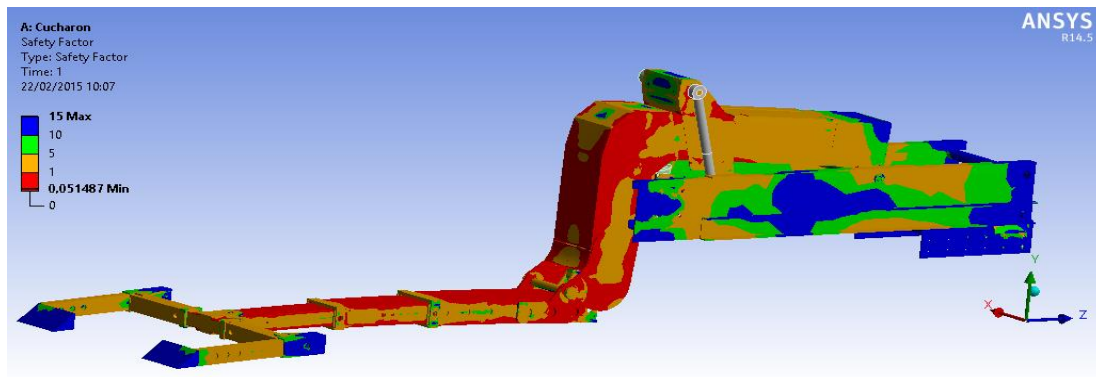


Figura 89 Factor de seguridad del Underlift en condiciones críticas⁹⁷

Se observa que el factor de seguridad en la gran mayoría de la estructura es crítico, pero hay que tomar en cuenta que no todo fallara al mismo instante, por eso se procedió a tomar una captura de los ensambles que fallaran en primera instancia, así el resto no sufrirá daños porque ya habrá fallado la estructura.

A continuación se mostrara las capturas antes de obtener el resultado final, para así interpretar las fallas que sucederán primero y las razones por las cuales se puede dar este error.

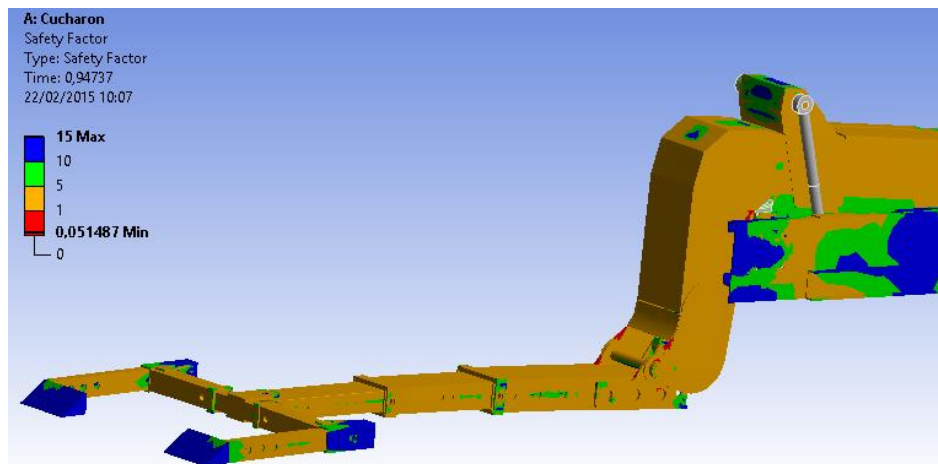


Figura 90 Inicio de fallas en el Underlift⁹⁸

⁹⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

⁹⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Como se puede identificar de manera clara, la falla se produce en primer lugar en la junta del boom del Underlift, lo que expresa de manera inminente que esta parte debe ser reforzada, así como este resultado indica también que el resto no fallará ya que la junta se romperá primero sin afectar el resto.

Para mayor certeza se realizó un despiece para constatar que la falla principal se dará en la zona denominada en el párrafo anterior, de manera similar se procedió con la captura del proceso en el cual va fallando la zona delimitada.

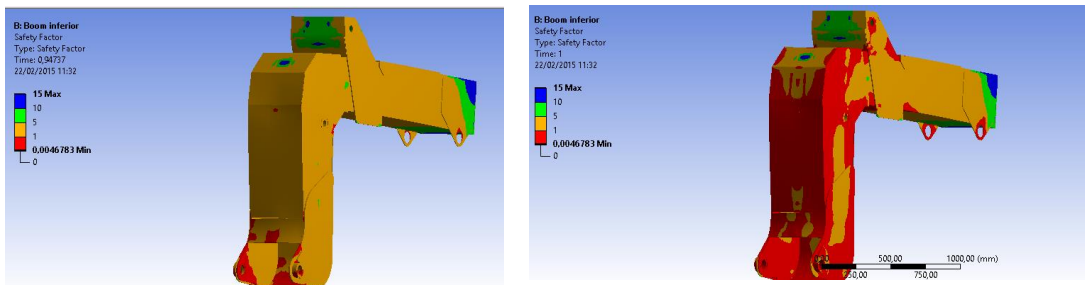


Figura 91 Falla del brazo del Underlift⁹⁹

De esta manera se observa como resultado la falla que se produce en esta pieza y como el fallo va siendo progresivo a lo largo de toda la pieza.

Otra parte a tomar en consideración es el acople del falso chasis el cual tenemos que asegurar su consistencia ya que si este falla primero la estructura se desprenderá por completo ocasionando grandes pérdidas y riesgos.

⁹⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

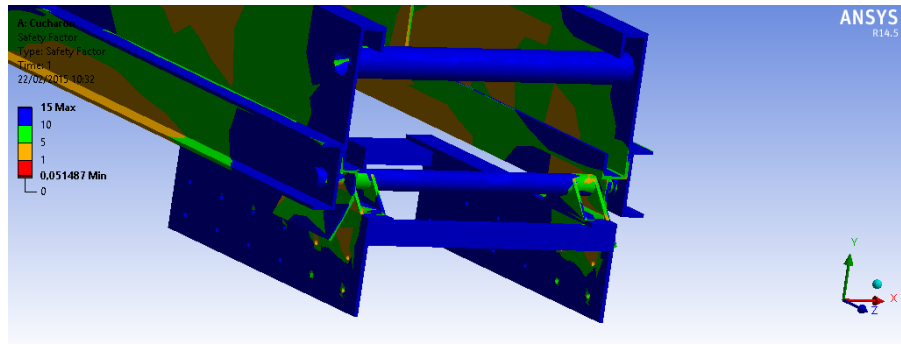


Figura 92 Acople falso chasis¹⁰⁰

En esta parte analizada de la estructura se obtiene un resultado muy favorable, incluso dicho resultado permite optimizar costos ya que las parte de color azul están con un factor de seguridad extremadamente alto por lo tanto estaría sobre dimensionadas, para poder optimizar costos sería necesario que exista una mayor cantidad de piezas, pero por el momento sirve mucho para tomar como referencia y tener en cuenta estas mejoras para el diseño.

Otra de las piezas tomadas en consideración es el King Pin, a pesar de que en la sección anterior se explicó las razones por las cuales los resultados obtenidos no serían los más cercanos a la realidad, y sin embargo se procuró obtener lo más cercano a un análisis con resultados reales, el cual es el objetivo de este capítulo.

Este resultado a pesar de que no se obtuvo con las características específicas del King Pin, ha sido muy favorable ya que la falla no se produce en la pieza en sí, son más bien en la unión o acople que tiene esta al falso chasis indicando que si fuera de este material o fabricado bajo las mismas características, se debería hacer un refuerzo a la unión o acople del chasis con respecto al King Pin.

¹⁰⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

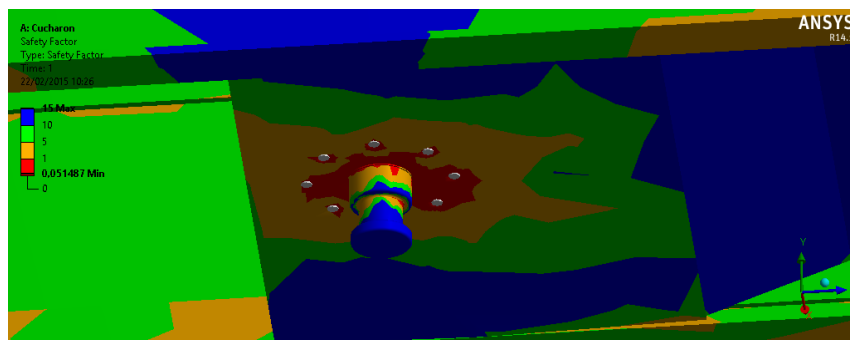


Figura 93 Factor de seguridad del King Pin en función del Underlift¹⁰¹

Una vez concluido el análisis del factor de seguridad con una carga de 20TON se procede al análisis de las deformaciones con la misma carga.

3.3.2 Análisis de las deformaciones con una carga de 20TON

En el siguiente resultado se observa la deformación total que puede sufrir la estructura en las mismas condiciones, y empleando la carga total suponiendo que el peso completo del camión se encuentra sobre el Underlift.

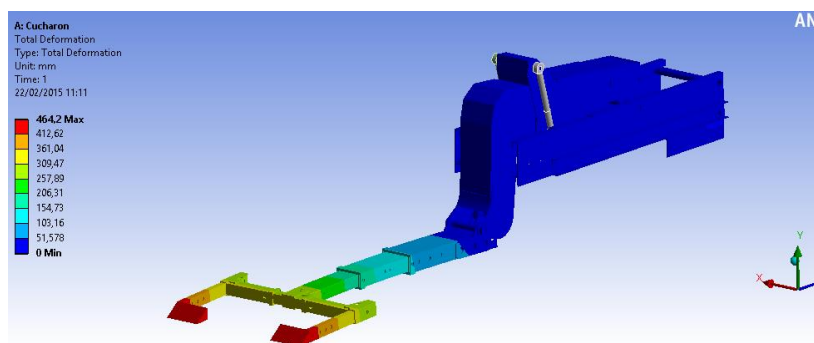


Figura 94 Deformación total en condiciones críticas¹⁰²

¹⁰¹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹⁰² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

En la siguiente figura se puede apreciar que la mayor deformación será en la cuchara, o Underlift, establecido bajo las condiciones extremas de la carga máxima, ya que en la realidad no soportara 20 TON, el peso se distribuirá de manera distinta debido a que se moverá el centro de gravedad del tracto camión a ser remolcado y se reducirá un porcentaje considerable de la carga.

La manera de interpretar los resultados obtenidos se los va dando mediante la animación de cada elemento simulado anteriormente, la animación identifica que parte está sometida a mayor concentración de esfuerzos, y de la misma manera identifica que elemento fallara primero, con esto se tendrá en consideración que al fallar ese elemento el resto se descargarán, por lo tanto no sufrirán una deformación mayor, en esta sección pasa de manera similar a la anterior por lo que se obtendrá el análisis de distintas piezas.

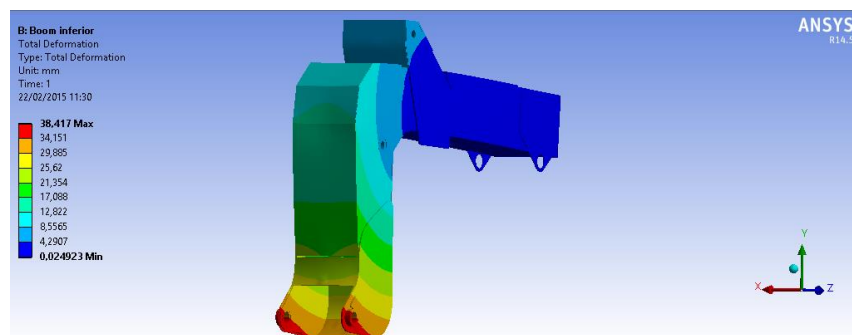


Figura 95 Deformación del brazo del Underlift¹⁰³

Una de las piezas a ser analizada es la del brazo del Underlift realizado un despiece y observar el comportamiento del mismo.

Al realizar el análisis de las deformaciones en la misma pieza y constatar que su deformación sobre pasa los límites permitidos exactamente en la misma parte donde el análisis factor de

¹⁰³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

seguridad fallaba, este resultado indica y asegura que esta parte de la estructura debe ser reforzada de manera obligatoria.

Otra de las partes de la estructura a ser analizada como una de las principales es la cuchara en sí ya que es la que realizará el trabajo de asegurar a los neumáticos para remolcar a los tracto camiones.

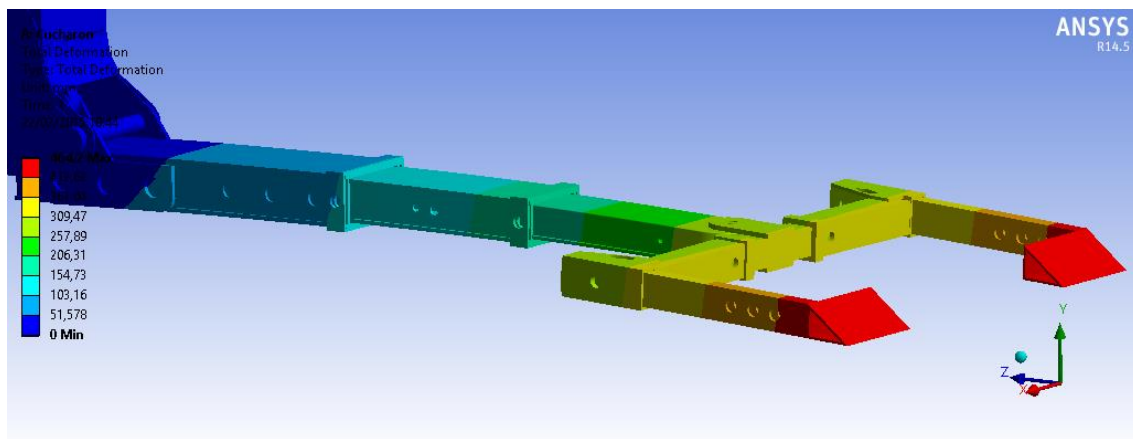


Figura 96 Deformaciones de la cuchara¹⁰⁴

En la siguiente imagen como conclusión efectivamente las garras de la cuchara tendrán una deformación excesiva al estar sometidos a esta carga por lo que se emplea los accesorios de seguridad para poder evitar accidentes o que la carga salga de su lugar, ya que la deformación en las garras es elevada, esta parte de la estructura tendra a abrir dejando así los neumáticos con una libertad que dificultaría transportar o remolcar el tracto camión.

3.3.3 Análisis del factor de seguridad Underlift con una carde de 20TON

El resultado que a continuación se mostrara indicara las partes críticas de la estructura.

¹⁰⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

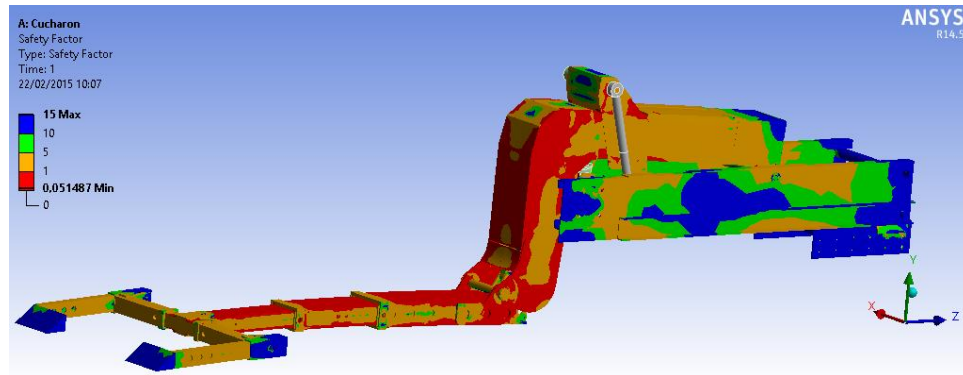


Figura 97 Factor de seguridad con una carga de 20 TON¹⁰⁵

Como se aprecia en el resultado gran parte de la estructura esta con un factor de seguridad mucho menor a la norma que estipula ara este tipo de estructuras, por lo tanto la falla comprometerá toda la estructura, haciendo que esta sea imposible de utilizar.

3.3.4 Análisis Factor de Seguridad Underlift con la carga real en el cucharon

En esta sección se procede a simular una carga real en el Underlift, con esto obtendremos resultados de una situación de la vida real, haciendo de esto una referencia que la carga disminuirá en la cuchara debido a que el centro de gravedad del tracto camión a ser rescatado, se verá afectado al tener una elevación, debido a esta razón se consideró un tonelaje menor.

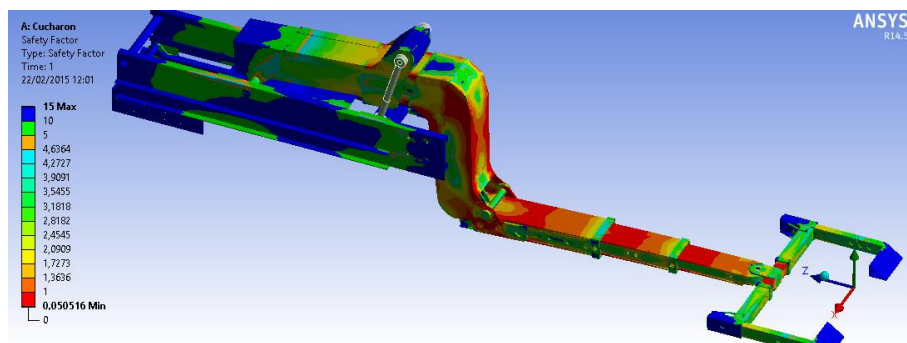


Figura 98 Factor de seguridad del Underlift con carga real¹⁰⁶

¹⁰⁵ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹⁰⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Esta simulación da como resultado un factor de seguridad bajo en la estructura debido a que la estructura todavía no está considerada los refuerzos, se simuló simplemente con condiciones reales para saber cómo afectara si la estructura posee las mismas características a lo largo de la misma, si tomamos en cuenta los resultados de la sección anterior estos no tienen gran variación a pesar de que la carga haya disminuido, lo que indicaría que la integridad de la estructura sin los refuerzos normalizados, no sería un diseño fiable.

A simple vista se puede apreciar que la estructura fallará en su mayoría, pero se ha procedido al análisis de las piezas principales como en las secciones anteriores, con la finalidad de tener resultados comparativos, y tener una mejor apreciación. A continuación se analizará el soporte del Boom del Underlift, para tener una comparación de la sección anterior.

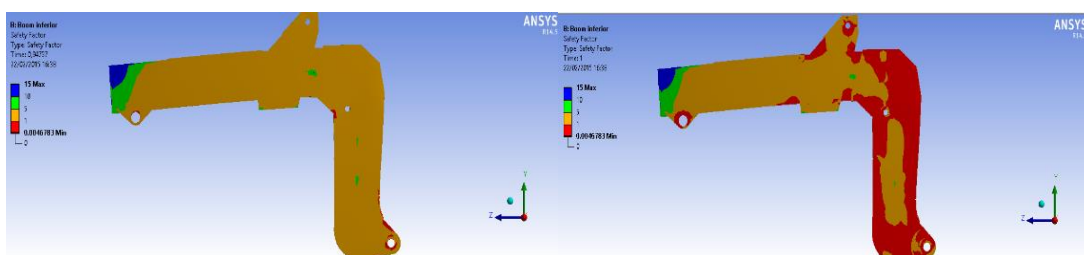


Figura 99 Factor de seguridad del soporte del Boom del Underlift¹⁰⁷

Se ha colocado una parte de la simulación de esta pieza para poder indicar el resultado de la misma, como se puede apreciar en la Figura 99 en la parte izquierda, identifica donde ocurrirá en primera instancia el fallo de la pieza, y podemos concluir que mientras no se realice el refuerzo de esta esta pieza en ese punto, por más que se reduzca el tonelaje la pieza fallara en el mismo lugar.

3.3.5 Análisis deformaciones Underlift con la carga real del cucharón

¹⁰⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

El procedimiento de ésta sección es idéntico al anteriormente analizado con respecto a las deformaciones, por lo tanto se apreciará los resultados de manera que se puede interpretar la integridad de la estructura, así esta represente una deformación excesiva, resultado el cual servirá para identificar los lugares específicos que deberán ser reforzados.

A continuación se colocara una perspectiva del resultado obtenido de la simulación, que está designado a revelar que parte de la estructura estará sometida a una deformación plástica.

El resultado obtenido indica que la estructura en sí no tiene deformación, por el contrario las pinzas de la cuchara presentan una deformación plástica que indica que esta parte de la estructura tendrá una deformación permanente.

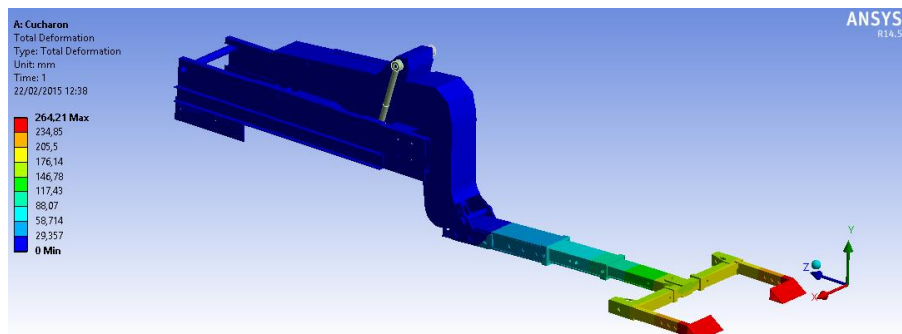


Figura 100 Perspectiva de la deformación del Underlift¹⁰⁸

Para esta sección también se procede a realizar distintos análisis con la finalidad de obtener resultados que identifiquen todas las posibles fallas en las piezas de la estructura, hasta aquí los análisis realizados han dejado como prueba, que están fallando los mismos elementos de la estructura, lo cual diagnostica donde serán llevados a cabo los refuerzos de la estructura.

Se le coloca las siguientes partes de la estructura para identificar las deformaciones.

¹⁰⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

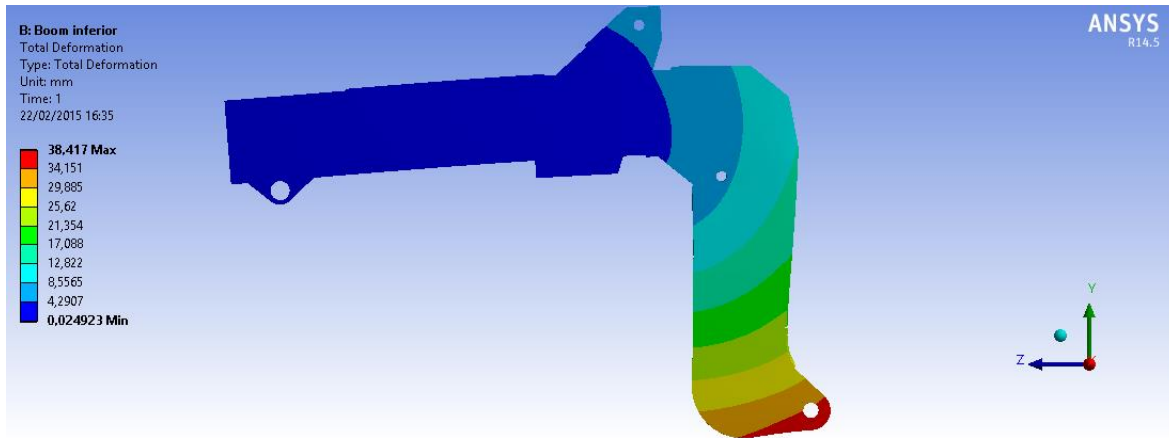


Figura 101 Deformación en el soporte del Underlift¹⁰⁹

Los resultados de esta simulación muestran que las deformaciones se siguen dando en la misma parte de la estructura, con lo que se procederá a colocar los refuerzos en la estructura y a realizar los cambios de espesor.

Todo esto se realizara en base a los resultados obtenidos hasta aquí, ya este capítulo corroborara los cálculos y concluirá que la estructura será completamente segura para ser utilizada en las actividades de rescate.

3.4 Análisis de resultados finales de la estructura modificada

3.4.1 Resultados finales en el Boom superior

En esta sección del capítulo se procede a la conclusión del análisis de la estructura con las modificaciones pertinentes y necesarias, así obteniendo un resultado final el cual asegure la integridad y funcionalidad del remolcador.

¹⁰⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

3.4.2 Resultados finales de las deformaciones del Boom superior

Se mostrará los resultados en la base la misma que presentaba condiciones críticas, ahora con los refuerzos realizados se analizará los resultados en primera instancia de las deformaciones.

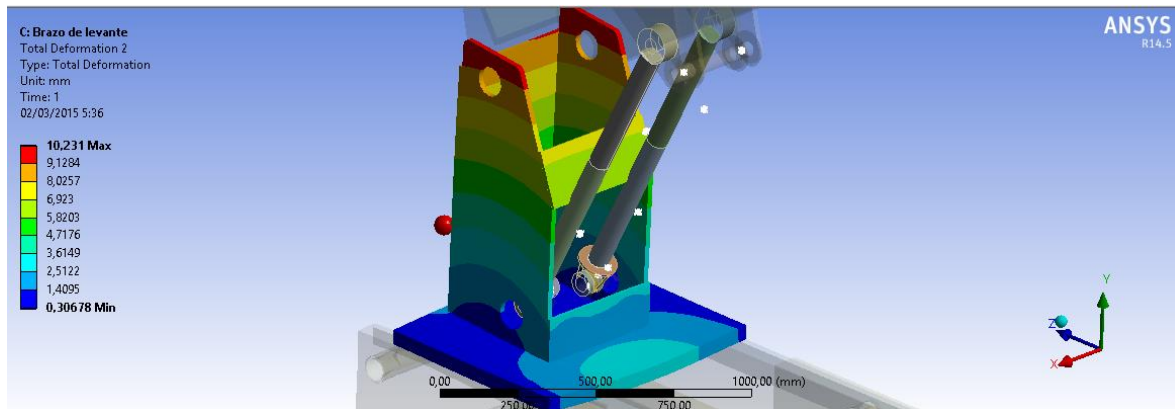


Figura 102 Deformaciones en la Base del Boom¹¹⁰

Al realizar los cambios y colocar los refuerzos podemos observar que la deformación ha disminuido en un factor considerable ya que la máxima deformación será 10mm.

También se muestra la deformación total de la estructura con la configuración del Boom.

Al observar este resultado se aprecia la deformación general, la cual será mayor en la punta del boom con un valor de 89.85mm, pero con un valor reducido al anterior análisis el cual estaba la estructura sin los refuerzos; y se comprueba que la deformación en la base no afecta la estructura.

¹¹⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

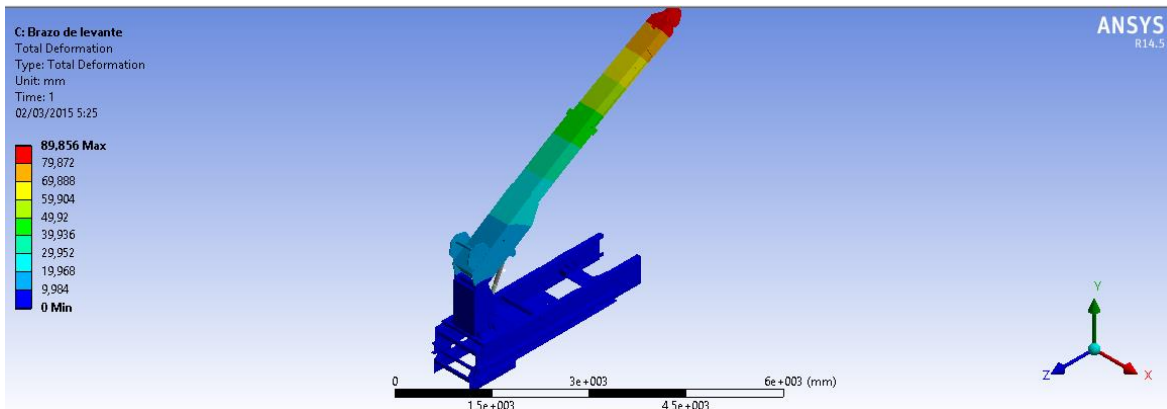


Figura 103 Deformación general del Boom¹¹¹

3.4.3 Resultados finales de la concentración de esfuerzos

Se procede con el análisis de la concentración de esfuerzos en el boom adquiriendo los siguientes resultados.

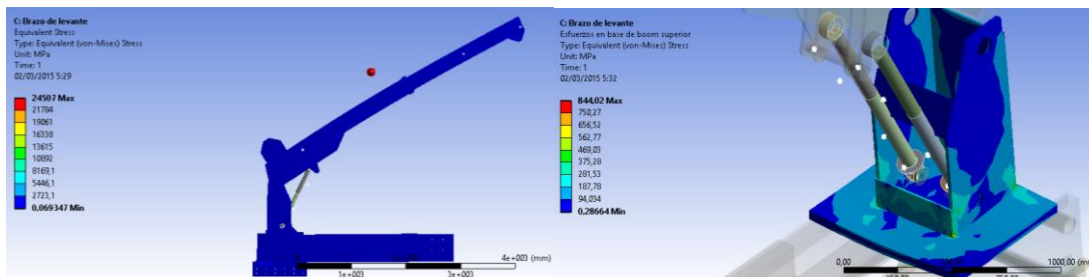


Figura 104 Concentración de esfuerzos en el boom y la base del Boom¹¹²

En la Figura 104 se muestra la concentración de esfuerzos en todo el boom, los cuales expresan un valor de 0.069MPa, siendo este un valor muy favorable ya que indica que la estructura podrá sobrepasar la carga evitando el riesgo de que falle; así como también se

¹¹¹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹¹² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

muestra el resultado de la concentración de esfuerzos en la base del boom, la misma que se encuentra con valores entre 0.286 289.53Mpa siendo resultados favorables.

3.4.4 Resultados finales del factor de seguridad del boom superior

Para concluir con el análisis del boom se procede a la obtención de los resultados del factor de seguridad.

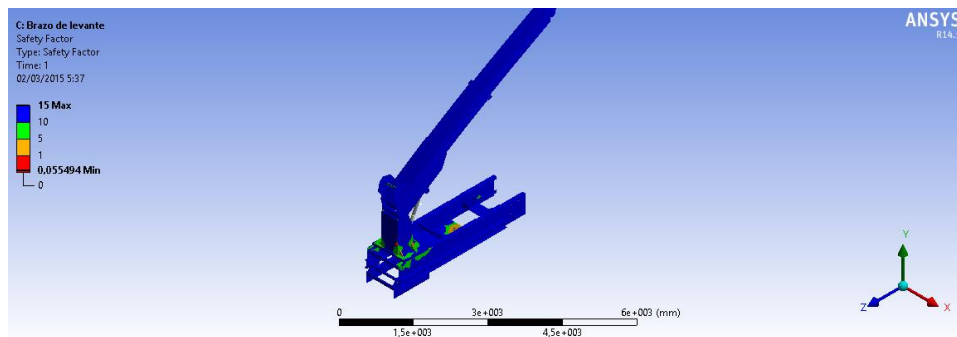


Figura 105 Factor de seguridad del boom¹¹³

El resultado del factor de seguridad se encuentra entre 3 y 15, lo que garantiza este tipo de estructuras a que sean manipuladas sin fallar.

3.5 Resultados finales del Underlift con una carga vertical

3.5.1 Resultados finales de las deformaciones del Underlift

A continuación se expondrá el resultado de las deformaciones en el falso chasis sometido a una carga real, y con una estructura reforzada en las partes críticas, con lo que podremos observar que es lo que está aconteciendo en realidad.

¹¹³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

El resultado obtenido demuestra que la deformación es mínima en esta parte de la estructura, lo que indica que es completamente segura el momento que este acoplada al tracto camión efectuando un rescate.

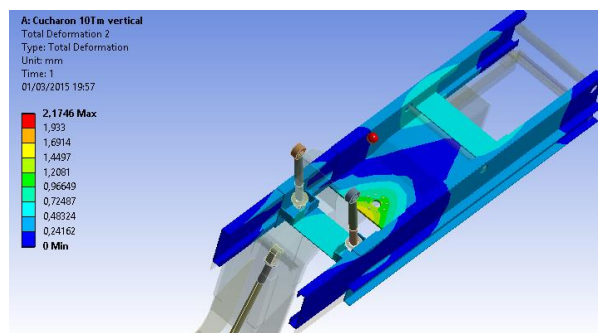


Figura 106 Esfuerzos en el falso chasis¹¹⁴

De igual manera se mostrara las deformaciones en toda la estructura de Underlift, apreciando las mejoras en los resultados debido a los refuerzos y cambio de espesores en dichas partes.

Se puede apreciar claramente que las deformaciones en la estructura son mínimos, y la estructura podría superar su capacidad de carga, todo esto se debe a las mejoras realizadas, las cuales pudieron asegurar la integridad de la estructura; sin embargo en las pinzas se obtiene una deformación grande debido a que no se considera los elementos de seguridad que impedirán la movilidad y se consideran como un solo cuerpo sirviendo como un refuerzo para la estructura en este punto, por lo tanto se puede aceptar esta deformación.

¹¹⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

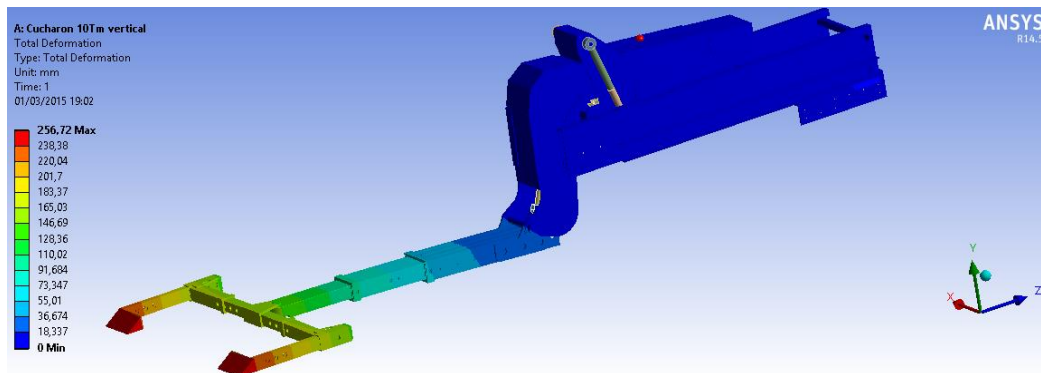


Figura 107 Concentración de esfuerzos en el Underlift¹¹⁵

Las mejoras realizadas fueron el cambio de espesores en las placas del soporte del brazo del Underlift, los refuerzos empleados en la misma parte; otro cambio importante fue en el interior del brazo del Underlift ya que contiene soportes sin afectar a los cilindros, todos estos cambios han dado como resultado una estructura completamente confiable para el trabajo designado.

3.5.2 Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift

Como resultado de las mejoras se puede comprobar los resultados en el soporte del brazo del Underlift, el mismo que estaba siendo el más afectado, ya que tenía una gran concentración e esfuerzos.

Estos resultados son la prueba de que los soportes y el cambio de espesor son suficientes para garantizar la seguridad y fiabilidad de la estructura ya que los esfuerzos han sido reducidos al mínimo, y esto asegura que si se supera la carga permitida la estructura no fallará.

¹¹⁵ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

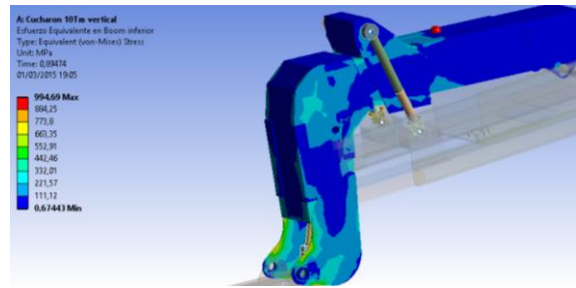


Figura 108 Concentración de esfuerzos en el soporte del Underlift¹¹⁶

También se muestra los resultados de la concentración de esfuerzos en la estructura del Underlift de manera global.

Como resultado se obtiene una estructura completamente fiable ya que la concentración de esfuerzos no llegara a valores que puedan comprometer la integridad de la misma.

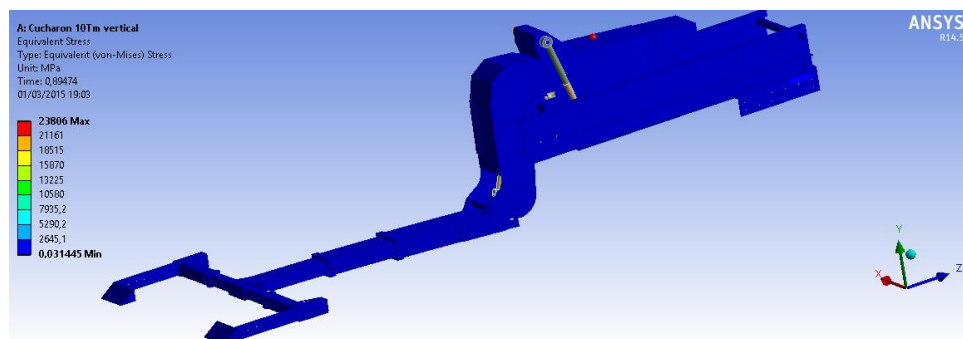


Figura 109 Concentración de esfuerzos en la estructura del Underlift¹¹⁷

Terminado con el análisis de las deformaciones se procede a mostrar los resultados del factor de seguridad, siendo este el más importante, ya que es el q asegura que el diseño de esta estructura tal cual como se presenta esta lista para ser construida asegurando que no fallara.

¹¹⁶ Elaborado por: Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹¹⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

3.5.3 Resultados finales del factor de seguridad del Underlift

Se mostrara el resultado del análisis del factor de seguridad en toda la estructura.

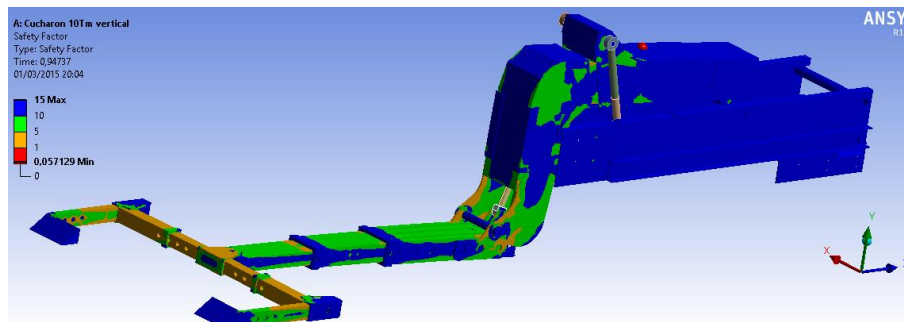


Figura 110 Factor de seguridad¹¹⁸

El resultado que se obtiene luego de ya emplear las mejoras en la estructura, es el más favorable ya que el factor de seguridad se mantiene sobre 1.5, lo que por norma nos indica que es el valor mínimo para este tipo de estructuras; de esta manera asegura que la estructura no tendrá una falla o colapso al superar la carga, o al realizar un rescate.

3.6 Resultados finales del Underlift con una carga de tiro de 20TON

Ya que se analizó los resultados finales con la carga en un componente vertical y se logró alcanzar los resultados deseados, ahora procederemos con el análisis del componente de tiro el cual será arrastrar las 20 TON de los camiones y analizaremos los mismos parámetros anteriores como las deformaciones, concentración de esfuerzos y el factor de seguridad.

¹¹⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

3.6.1 Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift con una carga **de tiro**

Comenzaremos con el análisis de las concentraciones de esfuerzos en la estructura del falso chasis y del brazo del Underlift.

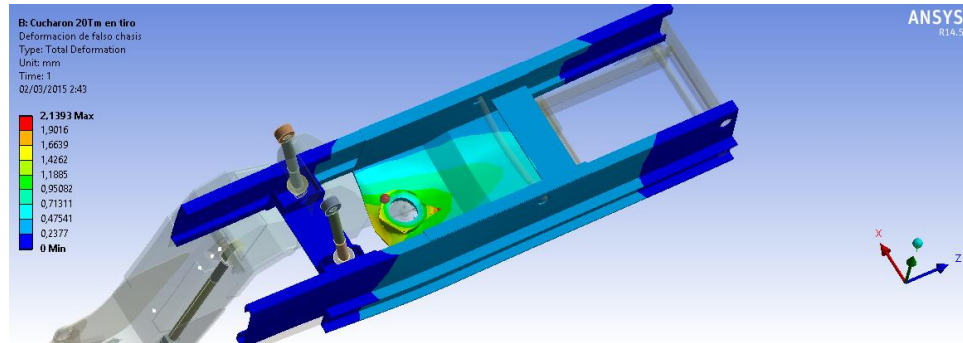


Figura 111 Deformación de tiro en el falso chasis¹¹⁹

Con el siguiente resultado podemos observar que puede remolcar de las 20TON del camión sin tener un riesgo, de que el falso chasis sufra una deformación que pueda comprometer a la integridad de la estructura.

A continuación mostraremos el resultado de la deformación del brazo del Underlift, analizando la deformación que se obtiene en la pinza de este mismo brazo.

¹¹⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

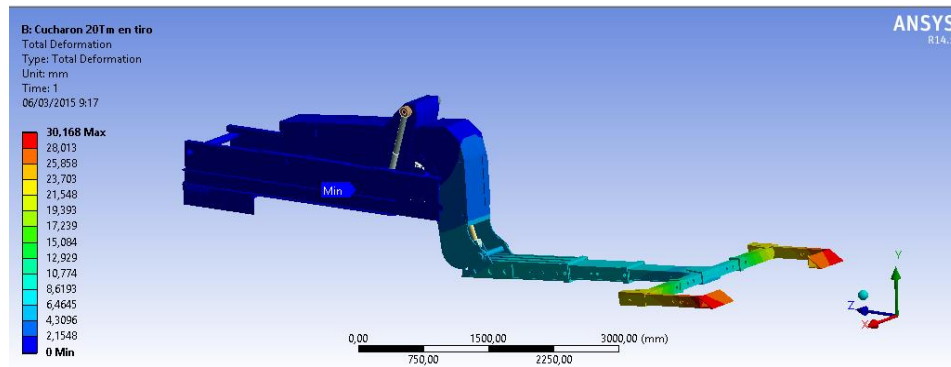


Figura 112 Deformación del brazo del Underlift sometido a tiro¹²⁰

En el resultado que se obtuvo se observa la deformación que presenta el Underlift y las pinzas del mismo, la deformación máxima que se da en la parte de la pinza es de 30mm, con lo cual definimos que la imagen presentada ideal para expresar la deformación, ya que dicha deformación no es exagerada como se aprecia visualmente en la Figura 112.

3.6.2 Resultados finales de la concentración de esfuerzos del Underlift con una fuerza de tiro

Una vez analizado la deformación procedemos con el análisis de la concentración de esfuerzos en la estructura.

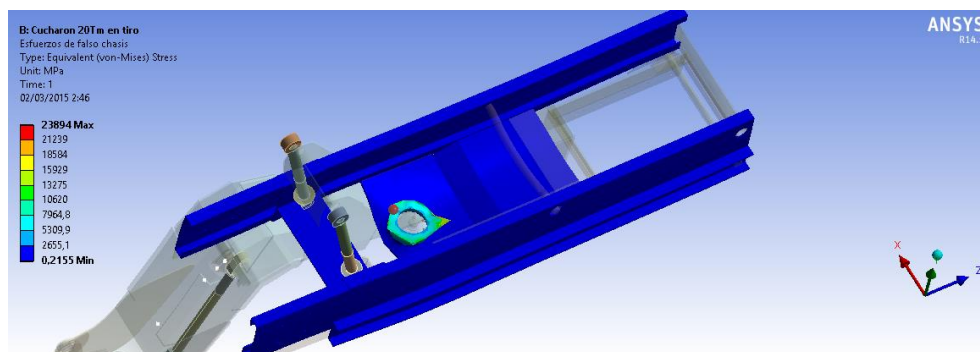


Figura 113 Concentración de esfuerzos en el falso chasis con una fuerza de tiro¹²¹

¹²⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹²¹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Seguimos obteniendo resultados favorables sin comprometer la estructura, ni tener que agregar más refuerzos; se puede observar que en la escala tenemos una sección crítica y esta se encuentra ubicada en la parte del King Pin, que en las secciones anteriores se explicó el porqué de esta situación, por lo tanto solo nos interesa los resultados del falso chasis, y como se observa no tenemos ningún problema ya que los valores obtenidos se encuentran dentro del rango permisible.

Luego del análisis de la concentración de esfuerzos en el falso chasis, procedemos al mismo análisis ubicado en el brazo del Underlift.

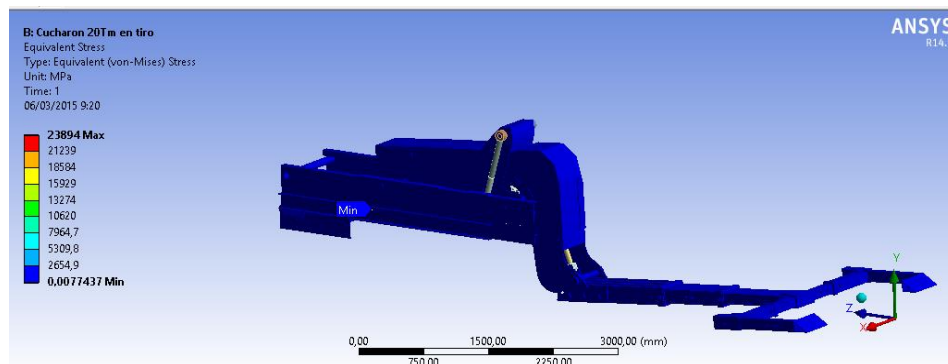


Figura 114 Concentración de esfuerzos en el brazo del Underlift con una fuerza de tiro¹²²

El resultado que se obtiene expresa que en un debido instante si se supera la carga, dicha estructura no se verá con una mayor concentración de esfuerzos, ya que los valores de estos esfuerzos permanecen dentro de un rango que oscilan entre 0.0077437 y 7964,7MPa, asegurando que la estructura no tendrá mayor concentración de esfuerzos.

Continuando con el mismo análisis de la concentración de esfuerzos, analizamos el soporte del brazo del Underlift.

¹²² Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

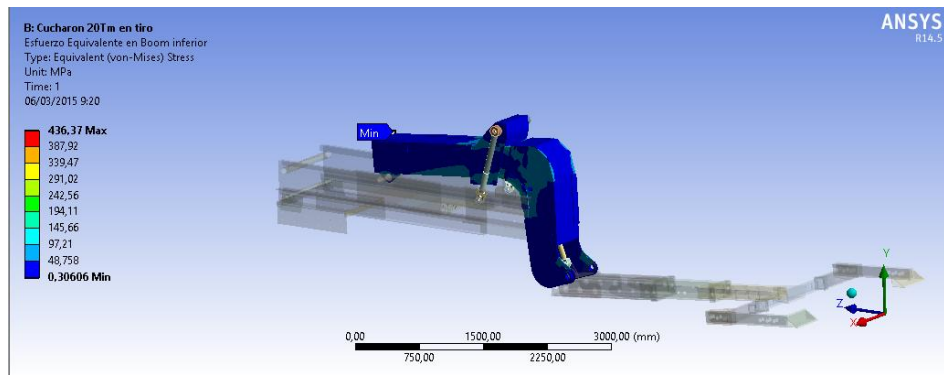


Figura 115 Concentración de esfuerzos en el soporte del brazo del Underlift con una fuerza de tiro¹²³

Detallando esta parte de la estructura observamos de igual manera que la concentración de esfuerzos permanece dentro de un rango permisible el cual está entre 0,30606 y 145,66MPa, siendo este un resultado muy favorable y que procederemos a comprobar con el factor de seguridad.

3.6.3 Resultados finales del factor de seguridad del Underlift con una fuerza de tiro

Para concluir con el análisis de la estructura sometida a una fuerza de tiro procedemos al análisis del factor de seguridad. A continuación mostraremos la Figura 116 que expresara los valores del factor de seguridad.

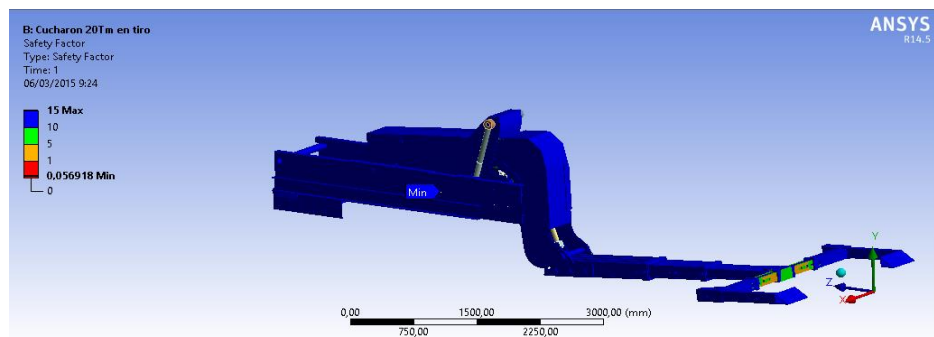


Figura 116 Factor de seguridad del Underlift con una fuerza de tiro¹²⁴

¹²³ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹²⁴ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Debemos tener en cuenta que el factor de seguridad siempre tiene que tener un valor mayor igual a 1.5, y como podemos observar el valor en general de la estructura se encuentra en un rango de 10 a 15; y en las partes sometidas a mayor carga, como la pinza se encuentra entre los valores de 5 a 10; teniendo en cuenta que existe una parte critica la cual es el King Pin debido a la aleación del material [67], [68].

Las fallas que puedan ocurrir en el transcurso del tiempo de uso, y por desgaste del material se darán en los lugares donde el factor de seguridad se encuentre en el nivel mínimo permitido; y se dará precisamente donde cause menos daño para la estructura, esta parte es la unión entre el soporte del brazo, y el brazo, ya que esto se ha tomado como un mecanismo de seguridad asegurando que los daños sean mínimos tanto para la estructura como para el objeto a ser remolcado.

3.7 Tabla comparativa de resultados

Para concluir con el análisis de los resultados obtenidos a través de este programa de números finitos (Ansys), se ha realizado tablas de resultados donde se mostrara los valores de las deformaciones, factor de seguridad, cargas empleadas, y como resultado de estas tablas tendremos las cargas máximas permitidas.

Tabla 11 Resumen resultados (Boom)¹²⁵

REMOLCADOR ESTADO INICIAL			
BOOM SUPERIOR			
Parte	Carga perpendicular	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Base	10TON	Min 0 Max 10.21	Min 0.025934 Max 15
Brazo del boom	10TON	Min 0 Max 92,62	Min 3 Max 15
Falso chasis	10TON	Min 0 Max 90,21	Min 3 Max 15

¹²⁵ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

A continuación se mostrara los resultados del sistema Underlift sin realizar mejoras y con distintas cargas, en la tabla 12 no se ha tomado en cuenta la concentración de esfuerzos debido a que los resultados del factor de seguridad son muy críticos, y esto indica que tendrá una concentración de esfuerzos extremadamente grande.

Tabla 12 Resumen de resultados del Underlift¹²⁶

SISTEMA UNDERLIFT			
Parte	Carga perpendicular	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Falso chasis	20TON	0	Min 3 Max 15
Soporte del brazo	20TON	Min 0,024 Max 38,41	Min 0,0046783 Max 15
Cuchara o Underlift	20TON	Min 206,31 Max 464,2	Min 0,05148 Max 15
Falso chasis	12TON	0	Min 5 Max 14
Soporte del brazo	12TON	Min 0,024 Max 38,41	Min 1 Max 1,3636
Cuchara o Underlift	12TON	Min 29,37 Max 264,21	Min 1 Max 1,3636
Falso chasis	11TON	0	Min 5 Max 10
Soporte del brazo	11TON	Min 0 Max 29357	Min 0,05051 Max 3,9091
Cuchara o Underlift	11TON	Min 58,714 Max 264,21	Min 1 Max 3,5455

La Tabla 13 que se expresa a continuación implica los resultados con una fuerza de tiro.

Tabla 13 Resumen de resultados del Underlift con una carga de tiro¹²⁷

SISTEMA UNDERLIFT				
Parte	Carga de tiro	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Falso chasis	20TON	Min 0,2155 Max 236,77	0	Min 4 Max 9
Soporte del brazo	20TON	Min 0,3066 Max 48,758	Min 0 Max 4,3096	Min 2 Max 10
Cuchara o Underlift	20TON	Min 0,0077437 Max 380,9	Min 4,3096 Max 30,168	Min 1.60 Max 10

¹²⁶ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹²⁷ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Luego de presentar los resultados de la estructura en su estado inicial, procedemos a exponer los resultados finales en las siguientes tablas de los mismos parámetros analizados anteriormente, y adicionalmente se incluye el parámetro de la concentración de esfuerzos (esfuerzo equivalente de Von Mises).

Tabla 14 Resumen de resultados finales del Boom con una carga perpendicular¹²⁸

REMOLCADOR ESTADO FINAL				
BOOM SUPERIOR				
Parte	Carga perpendicular	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Base	10TON	Min 0,286 Max 281,53	Min 0,306 Max 10,23	Min 1.70 Max 13
Brazo del boom	10TON	Min 0,0693 Max 273,1	Min 9,98 Max 86,85	Min 1.70 Max 15
F. chasis	10TON	Min 0,0693 Max 273,1	0	Min 4 Max 15

A continuación se muestra los resultados finales del Underlift con los esfuerzos equivalentes de Von Mises, con una carga perpendicular y una carga de tiro.

Tabla 15 Resumen de resultados finales del Underlift con una carga perpendicular¹²⁹

SISTEMA UNDERLIFT				
Parte	Carga perpendicular	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Falso chasis	10TON	Min 0,031 Max 2645,1	Min 0 Max 0,724	Min 9 Max 15
Soporte del brazo	10TON	Min 11,12 Max 442,46	Min 0 Max 18,33	Min 5 Max 10
Cuchara o Underlift	10TON	0,031	Min 36,67 Max 201,7	Min 1.58 Max 10

¹²⁸ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

¹²⁹ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

Tabla 16 Resumen de resultados finales del Underlift con una carga de tiro¹³⁰

SISTEMA UNDERLIFT CON UNA CARGA DE TIRO				
Parte	Carga de tiro	Esfuerzo equivalente de Von Mises	Deformaciones (mm)	Factor de seguridad
Falso chasis	20TON	Min 0,2155 Max 2665,1	Min 0 Max 0,4754	Min 9 Max 15
Soporte del brazo	20TON	Min 0,03060 Max 48,75	Min 0 Max 4,30	Min 9 Max 15
Cuchara o Underlift	20TON	Min 0,0077 Max 120,88	Min 10,77 Max 21, 58	Min 1.70, Max 15

Como conclusión de este capítulo hemos podido apreciar los resultados de las distintas iteraciones, para llegar a una iteración final nos basamos en el resultado del factor de seguridad, asegurando que el mismo se encuentre en un valor mínimo de 1.5 como se indicó al principio de este capítulo; se obtuvo estos resultados como efecto de seguir a cabalidad las recomendaciones para las modificaciones como IVECO [21], obteniendo los resultados finales de nuestro diseño.

¹³⁰ Elaborado por Cárdenas Cadme Ángel Eugenio, Espinoza Naspud Juan Andrés, Aplicación del método de los elementos finitos, (ANSYS).

CAPITULO IV

ANALISIS ECONOMICO

4.1 Introducción

En este estudio de costos referente al proyecto del diseño de un remolcador desmontable y acoplable a la quinta rueda de tracto camiones, se realiza una recopilación de toda la información concerniente a la puesta en marcha del proyecto como tal, y su factibilidad de construcción; este punto se lo consideraría de gran importancia, ya que como se justificara más detalladamente en los siguientes párrafos, un inversionista podría encontrar un ahorro considerable al realizar una comparación entre diferentes modelos de iguales condiciones y esta propuesta de una variante de vehículo de auxilio en carretera.

4.2 Costos

Al referirse a costos, mencionamos al conjunto total de rubros con los cuales se mantiene una actividad económica, en este caso se consideraría a todos los valores económicos los cuales se destinan para obtener el proyecto[70], [71].

4.2.1 Análisis de costos directos

Los Costos Directos son todos aquellos valores referentes al material, mano de obra, gastos de fabricación del diseño estructural, y de esta manera referiremos a todos los rubros desde el diseño del vehículo, hasta el montaje del producto sobre el tracto camión del adquiriente.

4.2.1.1 Accesorios y suministros

En esta sección se detallan todos valores de los elementos estructurales, normalizados y accesorios que se emplean en la fabricación de la cuchara de auxilio o remolcador, estos

elementos no necesitan ser modificados para el funcionamiento del diseño, todos estos costos se visualiza en la Tabla 17, todos estos datos son recopilatorios de Movimiento Galán y a su vez de los proveedores de Movimiento Galán, que en este caso es INDUFERRO B&B, los cuales se presentan en los anexos de este Documento. Véase Anexo G.

Tabla 17 Costos de Suministros y Accesorios¹³¹.

SUMINISTROS Y ACCESORIOS				
CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION	V. UNT.	V. TOTAL
1	U	Juego de 8 válvulas de palanca (válvulas 4/3 puertos de media)	\$ 2.000,00	\$ 2.000,00
1	U	Toma Fuerza	\$ 369,00	\$ 369,00
1	U	Bomba	\$ 1.281,00	\$ 1.281,00
1	U	Juego de mangueras, acoples rápidos, racores, neplos	\$ 2.000,00	\$ 2.000,00
1	U	Winch 22 TON	\$ 10.900,00	\$ 10.900,00
1	U	Winch de 6 a 8 TON	\$ 2.300,00	\$ 2.300,00
1	U	Juego de bujes , pasadores, y pernos grado 8	\$ 1.000,00	\$ 1.000,00
2	U	Cajas para accesorios	\$ 300,00	\$ 600,00
1	U	Juego de luces, licuadora, conos, señales de alerta reflectoras, Luz salón,	\$ 1.300,00	\$ 1.300,00
1	U	Juego de súper luces LED	\$ 1.700,00	\$ 1.700,00
1	U	Juego de bandas, cadenas, ganchos, cables	\$ 1.150,91	\$ 1.150,91
1	U	Juego de poleas	\$ 300,00	\$ 300,00
8	U	Acople de la estructura parte posterior pernos grado 8	\$ 50,00	\$ 400,00
1	U	Acople de la estructura parte delantera anclaje con templadores	\$ 600,00	\$ 600,00
1	U	King Pin	\$ 100,00	\$ 100,00
2	U	Estacionario (tren de aterrizaje)	\$ 200,00	\$ 400,00
SUBTOTAL 1				\$ 26.400,91

4.2.1.2 Materiales

Los materiales son todos aquellos elementos que sufrieron una transformación para que se consideren como partes funcionales del diseño, hablamos de perfiles, planchas de acero entre otras, el detalle los costos de esos elementos se presentan en Tabla 18.

¹³¹ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud

Tabla 18 Costos de Materiales¹³².

MATERIALES				
CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION	V. UNT.	V. TOTAL
1	Mm	Plancha 12,5 1500 x 600	\$ 996,00	\$ 996,00
2	Mm	Plancha 10 1500 x 600	\$ 896,00	\$ 1.792,00
1	Mm	Plancha A36 - 8mm 1.22 x 1.44	\$ 190,00	\$ 190,00
1	Mm	Plancha A36 - 6mm 1.22 x 1.45	\$ 160,00	\$ 160,00
1	Mm	Plancha A36 - 5mm 1.22 x 1.46	\$ 119,00	\$ 119,00
1	Mm	Plancha A36 - 4mm 1.22 x 1.47	\$ 86,00	\$ 86,00
1	Mm	Plancha A36 - 3mm 1.22 x 1.48	\$ 72,00	\$ 72,00
1	Mm	Plancha A36 - 2mm 1.22 x 1.49	\$ 35,00	\$ 35,00
1	U	Materia prima para Boom	\$ 1.300,00	\$ 1.300,00
2	U	Cilindros elevadores de Wheelift, Underlift	\$ 950,00	\$ 1.900,00
1	U	Cilindro elevador del brazo del Wheelift, Underlift	\$ 700,00	\$ 700,00
2	U	Materia prima para cilindros de función telescópica del Underlift, Wheelift	\$ 900,00	\$ 1.800,00
2	U	Materia prima para estabilizadores	\$ 700,00	\$ 1.400,00
SUBTOTAL 2				\$ 10.550,00

4.2.1.3 Diseño

Para dimensionar este coste se ha tomado referencia de algunas labores que se ha desempeñado dentro de la Universidad, esta tarifa de diseño y dibujo es de \$12.5 por persona, complementado por la cantidad de horas empleadas en la obtención del proyecto, se obtienen los resultados presentados en la Tabla 19.

Tabla 19 Costos de Diseño¹³³.

DISEÑO				
CANT.		HORAS	V. UNT.	V. TOTAL
2	Personas	210	\$ 2.625,00	\$ 5.225,00
SUBTOTAL 3				\$ 5.225,00

¹³² Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud.

¹³³ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud.

4.2.1.4 Fabricación y ensamble

Son todos aquellos rubros que intervienen en la transformación de la materia prima y su ensamblaje con los diferentes suministros y accesorio con el fin de obtener el producto final, en estos rubros se incluyen costos de mano de obra, costos de soldadura, entre otros; todos estos costos se presentan en la Tabla 20.

Tabla 20 Costos de Mano de Obra¹³⁴.

MANO DE OBRA				
CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION	V. UNT.	V. TOTAL
6	Persona	Mano de Obra Fabricación de Remolcador \$1150 C/U	\$ 1.150,00	\$ 6.900,00
1	U	Paquete de soldadura MIG (Alambre y Cilindro de Argón)	\$ 500,00	\$ 500,00
1	U	Proceso de corte con oxiacetilénico	\$ 300,00	\$ 300,00
1	U	Proceso de cortes y dobles	\$ 300,00	\$ 300,00
		SUBTOTAL 4		\$ 8.000,00

4.2.2 Análisis de costos indirectos

Los costos indirectos son todos aquellos rubros que no se pueden cuantificar en este caso de la obtención del remolcador, sin embargo a estos costos fabril lo podemos incluir a nuestros cálculos únicamente incluyendo costos que se generen por imprevistos, para este caso se considera un 5% del Total del proyecto.

4.3 Costos totales

Considerando todos los rubros que se han mencionado a lo largo de este capítulo, con el único objetivo de obtener un accesorio para un vehículo de rescate y remolque se presentan en la Tabla 21 a continuación:

¹³⁴ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud.

Tabla 21 Costos Totales¹³⁵.

RESUMEN DE COSTOS	
SUBTOTAL 1	\$ 26.800,91
SUBTOTAL 2	\$ 10.550,00
SUBTOTAL 3	\$ 5.225,00
SUBTOTAL 4	\$ 8.000,00
SUBTOTAL	\$ 50.575,91
IMPREVISTOS	\$ 2.528,80
TOTAL	\$ 53.104,71

Para el desarrollo de este remolcador se requiere una inversión de \$53.104,71.

4.4 Análisis de factibilidad económica

Una vez que hemos obtenido el costo del remolcador desmontable a la quinta rueda, se realiza una comparación con los diferentes equipos de iguales características e iguales condiciones que existan en el mercado, para ello se realizó una investigación solicitando información a distintos proveedores, como se detalla a continuación:

4.4.1 Respuesta de cotización No. 1

Luego de solicitar una cotización a varias empresas encargadas de la fabricación y exportación de un tipo similar de estructuras, esta fue la primera respuesta que obtuvimos por parte de Import Export comarca del mármol SI.

“Una tracto camión normal que pesa de 6 o 7 Ton. Con esta pinza se lleva tranquilamente, camiones que pesen más de 30 ton. Mientras que con la otra pinza convencional para llevarse un camión de 30 Ton el camión que lleve la pinza tiene que pesar más de 40 Ton sino se empinara, porque esas pinzas son como una báscula, para que levante más kilos tiene que pesar el camión aún más.

¹³⁵ Elaborado Por: Ángel Eugenio Cárdenas Cadme, Juan Andrés Espinoza Naspud.

El remolcador aunque este colocada en una tractora normal 4x2, es para muchos más kilos ya que convierte la carga en un semirremolque y tiene instalados, todos los extras, cabestrante hidráulico, central autónoma hidráulica, 2 cajones de herramientas y el mando a distancia nuevo, la enganchas en cualquier tractora 4x2-4x4-6x4-6x2-6x6-8x4-, la pinza lo lleva todo montado, se quita y se pone en 15 minutos.

Precio oferta especial..... 58.000 euros. Instalada en tu camión legalizada.

Precio Especial exportación 49.000

Esta pinza costo nueva 98.000 euros

Te mando fotos de una parecida remolcando, para que veas el sistema tan especial y seguro, no sobre carga los ejes aunque arrastres camiones cargados.

Lo tenemos para entrega inmediata en Baza (Granada)

Los costos de importación que hay, son solo el gasto del transporte en barco desde España a Ecuador que pueden ser unos 2.000€, y usted tendrá que pagar los impuestos que tengas que pagar en tu país Ecuador . en España no se paga nada.

*Quedo a la espera de tus prontas noticias.
Que tengas un buen día.”[72]*

Import Export comarca del mármol sl

Mi teléfono –0034 687502785-- 0034 610265465---

4.4.2 Respuesta de cotización No. 2

Otra cotización que se recibió fue por parte de la empresa Metro Tow Trucks, la misma que nos manifestó la siguiente respuesta.

"Hello,

Thank you for contacting us. The price for the MDTU-35 is \$48,000USD. However the MDTU-20 is very capable as well, perhaps it might be closer to your budget at \$32,000USD?

*Thanks,
Nicholas*

On Sun, Feb 22, 2015 at 10:28 AM, Webb Wehbe <webb@gometrotowing.com> wrote:

----- Forwarded message -----

From: "Juan Espinoza Naspud" <espinozanaspujuan@yahoo.com>

Date: Feb 22, 2015 10:14 PM

Subject: cotización

To: "sales@metrotowtrucks.com" <sales@metrotowtrucks.com>

Cc:

Yours faithfully why this message is a request to quote the price of a computer in his gallery's being is MDTU-35 which are interested in knowing that the final price would have this product in Ecuador beforehand sincere appreciation for the reception will take this message

-

*Thanks,
P. Nicholas"[73]*

4.4.3 Respuesta de cotización N° 3

Otra cotización que se recibió fue por parte de la empresa TRIPLE K, la misma que nos manifestó la siguiente respuesta.

"Hello.

This will also tell you what is included with the lift when you purchase. This is the standard price sheet. The special price right now for the units with the accessories listed that are included. Please ask me about the discounts for the unit you would like.

The True Tilt Quick Tach detachable unit we would discount to \$28750.

Let me know if you have any questions. We look forward to having you as customers.

Thanks"[74]

Jamie-Triple K

605-201-7264-direct

www.triplekindustries.com

4.4.4 Respuesta de cotización No 4

Como una última respuesta a las solicitudes de las cotizaciones obtuvimos la de la empresa Zacklift la misma que nos manifestó lo siguiente.

"Hello Cristina,

It would be my pleasure to give to you all the information you will need to bring a Zacklift to your business in Ecuador.

I will begin by attaching two price lists. The first includes every size Zacklift Underreach as a removable FIFTHWHEELER. You will see the largest Zacklift- the Z403 priced at \$33,950.00. The second list includes the exact same Zacklifts as permanently mounted underlifts. The Zacklifts themselves are exactly the same in either application, only the mounting hardware differs. The permanently mounted Zacklift Z403, with 40,000 pounds lift rating and 147" reach is \$29,700.00. The Z403 is for a heavy front axle and long wheelbase truck. It is our most popular Zacklift in the US and also for export.

All Zacklifts are carefully packaged in custom made wood crates. We take photos of your Zacklift during the packaging and shipping process and email them to you. When you and I have selected the optimal Zacklift for your application, I will confirm your shipping price. We enjoy very economical ocean shipping, as we are located at the port of Seattle. No costly over-ground shipping is necessary. Our freight forwarder will handle all the details of necessary paperwork. The cost will be firm, and added to our invoice so that there are no surprise costs. An import broker will be selected for you. They will take care of the paperwork for import.

Zacklift exports nearly half of all the products we produce. Because frame measurements do not vary much at all between Freightliners, Volvo, Kenworth, Mercedes, etc., Zacklift requires no customizing. Zacklift mounts on any make, model or year of chassis. Only on a rare occasion, for unusual, very large military vehicles, do we make some small modifications. The Zacklifts are in stock and ready for immediate shipping. You will prepay the invoice via bank wire transfer and we will package your equipment and ship out promptly. I hope I have answered some of your questions. I will look forward to your reply and we will secure a freight price for you to study.

Very Best Regards,"[75]



4.5 Comparación de Costos

Los valores de esta cotización están detallados en el anexo H. A continuación se presenta una tabla con los precios de las diferentes cotizaciones.

Tabla 22 Precios de las cotizaciones

COTIZACION #1	COTIZACION #2	COTIZAION #3	COTIZACION #4
€58000	\$48000	\$45040	\$59593

Los valores expresados en la Tabla 22 no incluyen precios de exportación, ya que en las repuestas manifestadas solo en la primera nos pudieron entregar dicho valor, el mismo que tiene un valor de €49,000.

Se crea un supuesto escenario en el cual un consumidor desea adquirir el producto, y desea cotizaciones para tomar una decisión ya que la inversión sería significativa; adquiriendo una cotización del fabricante nacional fundamentado en el diseño propuesto en este proyecto, el consumidor obtiene un precio de \$53.104,71, en cambio si el consumidor desea adquirir un elemento con características similares en otro país obtiene un precio de \$45.040 fuera de los precios de importación y teniendo en cuenta que este producto únicamente sería el Underlift o cuchara, a diferencia del diseño propuesto en este proyecto, el cual incluye un Boom o brazo situado en la parte superior de la estructura, haciendo que esta diferencia genere más ventajas para que la decisión del consumidor sea la optar por el diseño nacional.

4.6 Conclusiones y Recomendaciones.

4.6.1 Conclusiones

En la parte final de este proyecto, previo a la obtención del título de ingeniero Mecánico, se finalizó con el diseño de un remolcador para 20Ton el cual consta de un brazo o Boom para rescate con la característica de ser desmontable, y se puede analizar el comportamiento de cada una de las partes del remolcador y como afecta dicho comportamiento al diseño de toda la estructura.

Para la elaboración del diseño en primera instancia se analizó los distintos tipos de vehículos designados a estas actividades, sus posibles modificaciones, configuraciones, normas de circulación, normas de operación, normas de construcción y materiales empleados para este tipo de vehículos, con lo que obtuvimos el resultado para un diseño el cual pueda incluir una mejora a los distintos modelos ya existentes, y emplear esta estructura desmontable en el medio ya que al momento no se encuentra esta característica en el medio.

Luego de tener claro todas las normas y modificaciones permitidas y al establecer nuestro diseño, procedimos con los cálculos de la estructura y validación del mismo, obtuvimos los resultados que afirman que nuestro diseño es completamente seguro, el cual cumple satisfactoriamente con todos los parámetros establecidos para este tipo de actividad, y asegurándonos que responde a su doble funcionalidad con las características que impusimos en este diseño.

Finalmente luego de obtener un diseño que cumpla con todas las normas y especificaciones listo para la construcción, se analizó la factibilidad de dicha construcción y la viabilidad del proyecto, y luego de realizar un estudio económico, y compararlos con precios de estructuras similares existentes en otros países más los precios de importación, tenemos como resultado una diferencia de precios considerable, dando como conclusión que este proyecto es

completamente factible dentro de nuestro medio, así de esta manera decimos que el trabajo realizado en este proyecto economizara al inversionista, fomentara la industria nacional.

4.6.2 Recomendaciones

Al tomar en cuenta la conclusión de este proyecto, podemos realizar unas recomendaciones las mismas que están centradas en los accesorios de la estructura, por si existe una continuación para este proyecto.

Entre las recomendaciones para este proyecto sería de gran utilidad implementar unos Winch laterales, con la finalidad de ampliar las opciones de rescate, ya que en nuestro medio, la situación geográfica es demasiado irregular.

Otra recomendación en la continuación de este proyecto, o para proyectos futuros emplear la opción de un Boom de fácil desmontaje, dejando una cavidad en el medio del falso chasis con la finalidad de que se comporte como un compartimiento de gran tamaño en caso de transportar repuestos para los tracto camiones, ya que estos repuestos poseen un gran tamaño.

Bibliografía

- [1] AASHTO *Transportation Glossary*. AASHTO, 2009.
- [2] www.revistas.unal.edu.co and Unimedios, “Portal Revistas UN.” [Online]. Available: http://www.revistas.unal.edu.co/index.php/bitacora/article/view/29076/pdf_164. [Accessed: 02-Nov-2014].
- [3] J. F. Mezquita and J. F. D. Ruiz, *Tratado sobre automóviles*. Ed. Univ. Politéc. Valencia, 2004.
- [4] J. M. Andrade Vargas and H. P. Sánchez Acosta, “Diseño de una plataforma de cama-alta acoplable a un cabezal de transporte pesado para el traslado de contenedores.” Escuela Politécnica Nacional, Oct-2007.
- [5] Comunidad Andina, *REGLAMENTO TÉCNICO ANDINO SOBRE LÍMITES DE PESOS Y DIMENSIONES DE LOS VEHÍCULOS DESTINADOS AL TRANSPORTE INTERNACIONAL DE PASAJEROS Y MERCANCÍAS POR CARRETERA*. 2012.
- [6] Western Association of State Highway and Transportation Officials, *Guide for Uniform Laws y Regulations Governing Trucks Size and Weight among the Whasto States*. 2009.
- [7] International Towing & Recovery Museum, “International Hall,” *International Towing & Recovery Hall of Fame & Museum*, 2014. .
- [8] Chattanooga Visitor Bureau, “Chattanooga TAKE ME THERE,” *International Towing & Recovery Museum*, 15-Jul-2014. .
- [9] Instituto Nacional de Racionalización y Normalización, *UNE 58 501-78: grúas móviles*. España: IRANOR, 1978.
- [10] AENOR, “UNE-EN 1991-1-4:2007/AC:2010,” AENOR. [Online]. Available: <http://www.aenor.es/aenor/normas/normas/fichanorma.asp?codigo=N0045125&tipo=N#.U9Fn32Ngoyx>. [Accessed: 24-Jul-2014].
- [11] I. Y. C. S.I and M. Á. S. Maza, *Operador de grúas torre*. Innovación Y Cualificación, 2004.
- [12] K. Bonsor, “How Hydraulic Cranes Work,” *HowStuffWorks*, 2014. [Online]. Available: <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/hydraulic-crane.htm>. [Accessed: 16-Sep-2014].
- [13] B. Scott C., “How to Tow a Four-wheel-drive Vehicle,” *HowStuffWorks*, 2014. .
- [14] Recovery Vehicles, “Recovery Vehicle History |,” *Recovery Vehicles*, 2014. [Online]. Available: <http://www.recoveryvehicles.com/history/>. [Accessed: 17-Sep-2014].
- [15] L. Bubik, “Low profile vehicle lifting and towing device,” US4874285 A, 17-Oct-1989.
- [16] J. Cannon and F. E. Casteel, “Wheel lift apparatus,” US4451193 (A), 29-May-1984.
- [17] José M Tamborero del Pino, “Grúas hidráulicas articuladas sobre camion (I).” [Online]. Available: <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/856a890/868w.pdf>. [Accessed: 18-Oct-2014].
- [18] Metro Tow Truck Ltd., “Metro Tow Trucks MDTU-20,” *Metro Tow Truck*, 2014. [Online]. Available: <http://www.metrotowtrucks.com/Detachables/MDTU-20.aspx>. [Accessed: 17-Sep-2014].
- [19] J. D. Perez Velez, “Método para la Selección y Priorización de Portafolios de Proyectos de I+D+i en el Contexto Institucional de un Centro de Desarrollo

- Tecnológico en Colombia,” Tesis Magister, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, 2012.
- [20] G. B. Toskano Hurtado, “El proceso de analisis Jerarquico (AHP) como herramienta para la toma de desiciones en la seleccion de proveedores.” Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2005.
 - [21] Iveco, “Strails AS/AT/AD Euro 4/5 Instrucciones para transformar y equipar vehiculos.” Iveco, 2008.
 - [22] Industrias Duran Duran, “GRUAS UNDERLIFT 16000 LIBRAS FABRICA DE GRUAS UNDERLIFT,” *DURAN DURAN INDUSRIAS*, 2014. [Online]. Available: http://www.durandurangruas.com/specs/underlift_16.htm. [Accessed: 17-Sep-2014].
 - [23] Zacklift International, “Zacklift Add-On Underlift Experts,” *Zacklift-FIFTHWHEELER Models*, 2010. [Online]. Available: <http://www.zacklift.com/fifth/models.htm#>. [Accessed: 17-Sep-2014].
 - [24] Miller Industries, “Miller Industries - Century 2465,” *Miller Industris Towing Equipament*, 2008. [Online]. Available: <http://www.millerind.com/products/product.php?bid=1&cid=2&pid=137>. [Accessed: 17-Sep-2014].
 - [25] Triple K Industries, “TRUE TILT.” Triple K Industries, 2012.
 - [26] “Automobile lifting and towing equipment.”
 - [27] J. M. Cullum and H. G. Ogren, “Single-powered underlift towing apparatus,” US5284415 A, 08-Feb-1994.
 - [28] J. L. Addleman and B. S. Kresge, “Tow truck with underlift control,” US7909561 B2, 22-Mar-2011.
 - [29] J. J. Bartel, “Underlift assembly tow trucks,” US5672042 A, 30-Sep-1997.
 - [30] D. Gomez Mora and D. Gragera Velaz, “Estudio de Pluma Telescopica para grua autopropulsada.” .
 - [31] MicroGuard, “GRUAS DE PLUMA TELESCOPICA.” Mar-2010.
 - [32] Department of Motor Vehicles, “Supplement to Driver’s Manual for Tow Truck Driver’s Endorsement.” State of New York.
 - [33] O. P. J, “Tow truck boom and frame construction,” US3335880 A, 15-Aug-1967.
 - [34] V. E. Lindblom, “Boom for a towing vehicle,” USD301127 S, 16-May-1989.
 - [35] “Tow truck boom and frame construction.”
 - [36] JOST, “Fifth wheel and Kingpins.” JOST, 24-Mar-2011.
 - [37] Fontaine, “Instrucciones.” Fontaine, Abril-2005.
 - [38] Haacon, “Winches for Industrial appliance.” Haacon Hebetechnik GmbH, 2012.
 - [39] FORVIS, “Manual de Uso y Mantenimiento de Polipastos FV.” FORVIS, 2012.
 - [40] Gosan, “Aparejos.” Gosan, 2014.
 - [41] Direccion de Inteligencia Comercial e Inversiones, “Analisis del Sector Automotriz.” PROECUADOR, May-2014.
 - [42] ISUZU, “NQR REWARD.” ISUZU, 2014.
 - [43] Kenworth, “EPA,04.” Kenworth, 2014.
 - [44] Kenworth Autec, “Kenworth de los Andes.” Kenworth, 2014.
 - [45] Kenworth Autec, “Kenworth t660.” Kenworth, 2014.
 - [46] MACK, “GU 813 HD.” MACK, 2014.
 - [47] MAN, “Trucknologi generation S y X (TGS/TGX).” MAN & BUS AG, 2011.
 - [48] Volvo, “VNLL 430.” Volvo, 2014.
 - [49] D. F. Wood, *Wreckers & tow trucks*. Osceola, WI: Motorbooks International, 1995.

- [50] L. M. Schaefer, *Tow Trucks*. Capstone, 2000.
- [51] R. R. Craig, V. González Pozo, and T. A. Philpot, *Mecánica de materiales*. México: CECSA, 2002.
- [52] J. E. Shigley, *Manual del Diseño Mecánico*, 4ta ed. Mexico: McGraw-Hill, 1989.
- [53] Nation Academies, *Review of Truck Characteristics as Factors in Roadway Design*. Transportation Research Board, 2003.
- [54] F. P. Beer, Dorador G, Jesús Manuel, and J. E. Murrieta Murrieta, *Mecánica de materiales*. México: McGraw-Hill, 2010.
- [55] R. C. Hibbeler, *Mecánica de materiales*. Pearson Educación, 2006.
- [56] G. R. Troglia, D. Troglia, and B. L. Godoy M., “TABLAS DE PERFILES LAMINADOS Y TUBOS ESTRUCTURALES.” CIRSOC 301/205, CIRSOC 302/205, Sep-2005.
- [57] F. O. Castillo, “Resistencia de Materiales I y II.” Universidad Politecnica Salesiana, 2012.
- [58] L. Vanegas Useche, *Diseño I y II*, Primera. Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira, 2011.
- [59] A. C. Solé, *Neumática e hidráulica*. Marcombo, 2010.
- [60] A. G. Pérez, *Prácticas de ingeniería de fluidos*. Universidad de Oviedo, 2003.
- [61] J. G. Pérez, J. G. P., Jorge Luis Parrondo Gayo, José Ballesteros Tajadura, and J. L. P. Gayo, *Problemas de oleohidráulica y neumática*. Universidad de Oviedo, 2005.
- [62] Volvo, “Tomas de fuerza y bombas hidráulicas Área de aplicación guía de cálculo.” Volvo, 2013.
- [63] J. Galan, “Recomendaciones para Construcción de Remolcadores.” Movimiento Hidráulico Galan, 2014.
- [64] D. F. Wood, *Wreckers & tow trucks*. Osceola, WI: Motorbooks International, 1995.
- [65] B. Scott C., *How to Tow a Four-wheel-drive Vehicle*. 2014.
- [66] J. Cannon and F. E. Casteel, “Wheel lift apparatus,” US4451193 (A), May-1984.
- [67] JOST, “JOST JSK42 resistente y ligero.” JOST, 2010.
- [68] JOST, “JOST MOUNTING AND OPERATING INSTRUCTIONS FOR KING PIND.” JOST, 2011.
- [69] R. R. Craig, V. González Pozo, and T. A. Philpot, *Mecánica de materiales*. México: CECSA, 2002.
- [70] H. Moscoso O., *Investigación de Operaciones*, Primera. Cuenca-Ecuador: Centro de Publicaciones de la Facultad de Ciencias Económicas Y Administrativas de la Ciudad de Cuenca, 2011.
- [71] J. F. Weston, E. F. Brigham, and J. Gómez Mont, *Fundamentos de administración financiera*. México: McGraw-Hill, 1994.
- [72] Import Export, “Pinza de remolcar especial para asistencia en carretera (3),” 23-Feb-2014.
- [73] P. Nicholas, “QUOTE - MTUD20,” 04-Mar-2015.
- [74] “Triple K True Tilt Quich Tach,” 03-Mar-2015.
- [75] S. Zackovich, “Zacklift,” 03-Mar-2015.

ANEXOS

ANEXO A
Comunicado de Dimensiones y Pesos aplicados en el País.

ANEXO B
Cabezal Recomendado para la Aplicación.

ANEXO C
KingPing y su Conexión.

King pins are safety parts connecting the articulated unit and are (in certain countries) subject to type approval. It is essential that only original JOST spare parts are used. Any alterations invalidate the guarantee and the type approval. Parts which have been damaged or repaired (e.g. by welding) may not be used. When installing the king pin the relevant registration instructions must be adhered to, e.g. in Germany §§ 19, 20 and 21 of the StVZO (road traffic regulations). The maximum D-value and the model number (e.g. series KZ10) can be found in the relevant data sheets resp. on the tip of the king pin itself.

The load data are valid for operation on paved roads and under conditions prevailing in central Europe. For alternative conditions please consult us.

The D-value can be calculated according to DIN standards 74000 and 74003 by means of the following formula:

$$D = g \times \frac{0,6 \times T \times R}{T + R \cdot U} \quad (\text{NN})$$

T = maximum permissible total weight of tractor [t]
(including U)
R = maximum permissible total weight of semi-trailer [t]
U = maximum permissible imposed load [t]
g = 9,81 m/s²

The model number of the king pin is made up as follows:

e.g.: KZ10 12

Thickness of retention plate, in this case 12mm
Model (series), in this case KZ10

JOST king pins are manufactured in accordance with the valid international standards, which stipulate amongst other requirements the length of the protruding king pin from the underside of the skid plate. Before the king pin is mounted onto the skid plate, please check both flatness and thickness of the skid plate. The tolerance in the flatness of the part of the skid plate in contact with the fifth wheel must not exceed 2mm. Sharp edges and protruding welding seams are not allowed. The skid plate must cover the supporting surface of the fifth wheel in every position.

Skid plate thickness tolerances in mm, except for model nos. KZ1106 to KZ1112 and KZ1116:

6mm $\begin{smallmatrix} +0,5 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$	7mm $\begin{smallmatrix} +0,5 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$	8mm $\begin{smallmatrix} +0,4 \\ -0,3 \end{smallmatrix}$	10mm $\begin{smallmatrix} +0,4 \\ -0,3 \end{smallmatrix}$	12mm $\begin{smallmatrix} +0,2 \\ -0,5 \end{smallmatrix}$	16mm $\begin{smallmatrix} +0,3 \\ -0,5 \end{smallmatrix}$
--	--	--	---	---	---

Skid plate thickness tolerances in mm for model nos. KZ1106 to KZ1112 and KZ1116:

6mm up to 16mm $\begin{smallmatrix} +0 \\ -0,3 \end{smallmatrix}$

When welding the retention plate resp. the tapered sleeve the following welding processes and filler materials are acceptable:

Welding process: E II
Filler material:
E 4320 min. AS DIN1913

optional

Welding process: MAG C or MAG M
Filler material:
Grduct S-V5 green resp. S-V4 red (Messer Griesheim),
Union KS2 resp. Union 66 (Thyssen Draht AG)
or E MK 7 resp. E MK 6 (Böhler)

or an alternative welding process and filler material approved by the Road Transport authorities.

The skid plate must be adequately reinforced according to the load.

The method and dimensions of the reinforcement are the responsibility of the trailer builder. In order to achieve sufficient stability we recommend a skid plate thickness of 12mm for 2" king pins and 16mm for 3 1/2" king pins (recommended material S152-S).

The king pins must be installed centrally and at right angles. Tapered king pins must be hammered into place after cleaning the joint area, the castellated nut must then be tightened to the prescribed torque and secured by means of a split pin. **Mounting proposals at torque settings page 6 and 7.**



The bolted in king pins must be protected from welding spatter. After welding please check the bolts and applicable nuts for correct torque. The contact and functioning surfaces must be protected before painting.

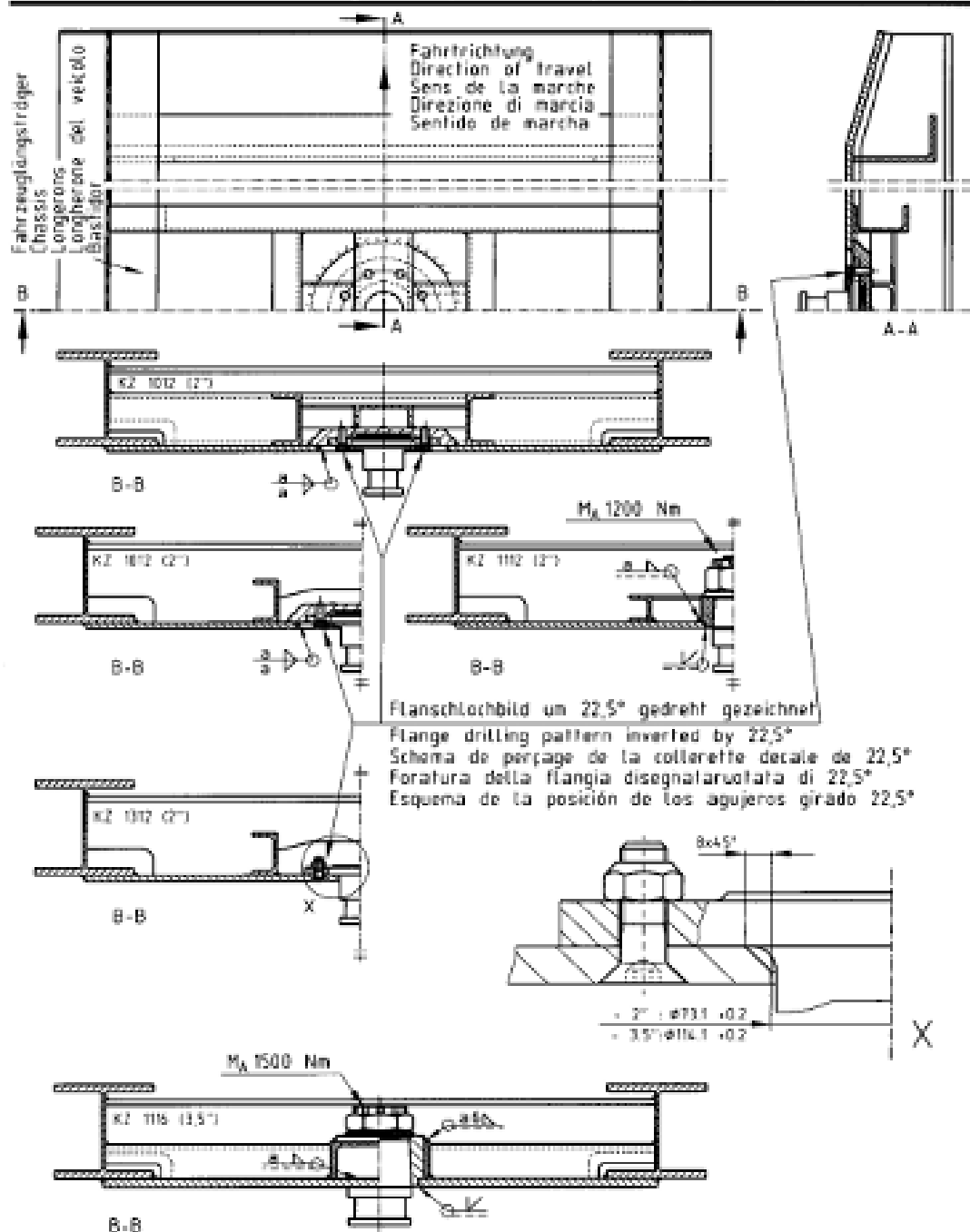
The king pins and their supports must be checked for wear, damage and cracks according to usage, but at the latest every six months and replaced if necessary. The bolts and nuts must be checked for the correct torque.

Before being put into service the king pin, skid plate and locking mechanism of the fifth wheel coupling must be thoroughly lubricated with high pressure (EP) grease with MoS₂ or graphite additive (e.g. BP L21 M, BP HTEP 1, Esso universal grease M or Shell Retinax AM). The life span of the king pin and the fifth wheel coupling depend to a large extent on their adequate lubrication.

The king pin and the locking mechanism of the fifth wheel are subject to natural wear during operation. Once the limits of wear are reached, the king pins must be replaced by original JOST spare parts.

Limits of wear





Tecnische Änderungen vorbehalten. The right to alter specifications is reserved. Tous droits de modifications réservés.
 Con riserva di modifiche costruttive a discrezione. Reservado el derecho de modificaciones técnicas.

09/05/98 01/99

ANEXO D
Propiedades Resistivas de Acero Estructural A-36.

ANEXO E
Perfiles recomendados en Construcción.

ANEXO F
Planchas recomendadas en Construcción.

ANEXO G
Proformas.

ANEXO H
Proformas Modelos de Importación.

ANEXO I
Modificación de Chasis.

