

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

*Trabajo Estructurado de Manera Independiente Previo a la Obtención del Título
de Ingeniero Mecánico*

TEMA:

**“ESTUDIO DE RIESGOS MECÁNICOS EN EL PROCESO DE MONTAJE Y
DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE
TRANSPORTE PESADO Y SU INCIDENCIA EN LOS ACCIDENTES
LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES”**

AUTOR:

Miguel Ángel Villegas Chicaiza

TUTOR:

Ing. Mg. Juan Gilberto Paredes Salinas

AMBATO – ECUADOR

2014

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del presente trabajo de investigación, con el tema “**ESTUDIO DE RIESGOS MECÁNICOS EN EL PROCESO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PESADO Y SU INCIDENCIA EN LOS ACCIDENTES LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES**”, elaborado por el Señor Miguel Ángel Villegas Chicaiza, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Está concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Junio de 2014

Ing. Mg. Juan Gilberto Paredes Salinas
TUTOR DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

La responsabilidad de las opiniones, comentarios y críticas emitidas en el trabajo de investigación con el tema: **“ESTUDIO DE RIESGOS MECÁNICOS EN EL PROCESO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PESADO Y SU INCIDENCIA EN LOS ACCIDENTES LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES”** nos corresponde exclusivamente a Miguel Ángel Villegas Chicaiza y al Ing. Mg. Juan Gilberto Paredes Tutor del Trabajo de Investigación; el Patrimonio Intelectual del mismo a la Universidad Técnica de Ambato.

Miguel Ángel Villegas Chicaiza

DEDICATORIA

Este trabajo de investigación se lo dedico a mis padres Luis Villegas y Carmen Chicaiza por su apoyo incondicional en cada decisión que he tomado a lo largo de mi vida, siempre me brindaron su amor y cariño en los momentos más difíciles y con su ejemplo supieron guiarme por el camino del bien inculcándome siempre la honradez y la humildad y enseñándome que con trabajo y esfuerzo todo es posible en la vida.

A todos mis hermanos con quienes siempre he podido contar y siempre me han brindado su ayuda y confianza y a quienes espero por lo menos devolverles un poquito de lo mucho que me han dado.

Gracias por creer en mí.....

Miguel Villegas

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la dicha de la vida y por nunca dejarme solo, gracias por todas sus bendiciones y por darme la alegría de compartir esta vida con todos mis seres amados.

A mis padres y hermanos por todo el inmenso apoyo que siempre me dieron, gracias de todo corazón.

A mis amigos con los cuales he compartido alegrías y tristezas y me han brindado desinteresadamente su ayuda, a todos ellos gracias por su amistad.

A todos los docentes quienes fueron partícipes de mi preparación profesional y que con paciencia y amabilidad me brindaron sus conocimientos y experiencias vividas. Todo esto me ha ayudado a superarme y entender que las puertas del conocimiento siempre están abiertas solo hay que atreverse a entrar en ellas.

Agradezco a todas las personas que me ayudaron a lo largo de mi carrera y que contribuyeron con su granito de arena para que yo pudiera superarme y tengan por seguro que siempre buscare eso superarme como persona y como profesional, gracias a todos.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PÁGINAS PRELIMINARES

Portada.....	I
Certificación.....	II
Autoría de la investigación.....	III
Dedicatoria.....	IV
Agradecimiento.....	V
Índice de contenidos.....	VI
Índice de figuras.....	XII
Índice de Tablas.....	XV
Índice de Gráficos.....	XVII
Resumen Ejecutivo.....	XVIII

CAPITULO I

1.- EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	1
1.1. Tema de investigación.....	1
1.2. Planteamiento del problema	1
1.2.1. Contextualización del problema.....	1

1.2.2.	Análisis Crítico.....	2
1.2.3.	Prognosis.....	3
1.2.4.	Formulación del Problema.....	3
1.2.5.	Preguntas Directrices.....	4
1.3.	Justificación.....	5
1.4.	Objetivos.....	6
1.4.1.	Objetivo General.....	6
1.4.2	Objetivos Específicos.....	6

CAPÍTULO II

2.- MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Antecedentes investigativos.....	7
2.2. Fundamentación filosófica.....	8
2.3. Fundamentación legal.....	9
2.4. Red de categorías fundamentales.....	10
2.4.1. Gráficos de Inclusión.....	10
2.4.2. Riesgos Mecánicos.....	10
2.4.3. Gestión De Riesgos Laborales.....	16
2.4.4. Seguridad Industrial.....	26
2.4.5. Accidentes Laborales.....	28

2.4.6.	Puesto De Trabajo.....	29
2.4.7.	Mantenimiento Mecánico.....	31
2.5.	Hipótesis.....	32
2.6.	Señalamiento de variables	32

CAPÍTULO III

3.-	METODOLOGÍA.....	33
3.1.	Enfoque.....	33
3.2.	Modalidad básica de la investigación.....	33
3.2.1.	De campo	33
3.2.2.	Bibliográfica.....	34
3.2.3.	Aplicada	34
3.3.	Nivel o tipos de investigación	34
3.3.1.	Descriptivo	34
3.3.2.	Explicativo	34
3.3.3.	Correlacional.....	34
3.4.	Población y muestra	35
3.4.1.	Población.....	35
3.4.2.	Muestra.....	35
3.5.	Operacionalización de variable	36

3.5.1.	Operacionalización de Variable Independiente	36
3.5.2.	Operacionalización de Variable Dependiente	37
3.6.	Técnicas e instrumentos de recolección de la información	38
3.6.1.	Observación.....	38
3.7.	Procesamiento y análisis.....	38
3.7.1.	Plan de Procesamiento de la Información.....	38
3.7.2.	Análisis e Interpretación de Resultados	38

CAPÍTULO IV

4.-	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	39
4.1.	Análisis de resultados	39
4.1.1.	Desarrollo del primer árbol de fallos y errores	44
4.1.2.	Desarrollo del segundo árbol de fallos y errores.....	49
4.2.	Interpretación de datos	62
4.2.1.	Interpretación de los resultados del primer árbol de fallos y errores	62
4.2.2.	Interpretación de los resultados del segundo árbol de fallos y errores.....	63
4.2.3.	Comparación de los resultados obtenidos en el primer y segundo árbol de fallos y errores.....	64
4.3.	Verificación de hipótesis	64

CAPÍTULO V

5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	66
5.1 Conclusiones.....	66
5.2 Recomendaciones.....	68

CAPÍTULO VI

6.- PROPUESTA	69
6.1. Datos informativos	69
6.2. Antecedentes de la propuesta	70
6.3 Justificación.....	71
6.4 Objetivos.....	72
6.4.1 Objetivo General.....	72
6.4.2 Objetivos Específicos.....	72
6.5 Análisis de factibilidad.....	72
6.5.1 Análisis Técnico.....	72
6.6 Fundamentación	73
6.6.1 Parámetros de Diseño.....	73
6.6.2 Fuerza requerida del pistón hidráulico.....	74
6.6.3 Cálculo de fuerzas resultantes en el punto F de la estructura de tijeras.....	79

6.6.4	Selección del perfil para el elemento 1	91
6.6.5	Cálculo de fuerzas presentes en los brazos de la estructura del elevador de tijeras ⁹⁴	
6.6.6	Selección del perfil para el elemento C-D y A-B	97
6.6.7	Cálculo de los pasadores principales del elevador de tijeras	105
6.6.8	Diseño del tornillo de potencia	109
6.6.9	Dimensionamiento de los engranes.....	117
6.6.10	Selección del pistón hidráulico	124
6.6.11	Selección de la bomba manual hidráulica.....	126
6.6.12	Análisis de esfuerzos y de movimiento de la plataforma elevadora hidráulica.	128
6.7	Metodología.....	149
6.7.1	Mecanismo de elevación.....	149
6.7.2	Sistema Hidráulico.....	153
6.7.3	Sistema seguridad.....	154
6.7.4	Sistema de desplazamiento lineal.....	158
6.8	Administración	166
6.8.1	Análisis de Costos.....	167
6.8.2	Planeación	171
6.8.3	Organización	172

6.8.4	Dirección.....	172
6.8.5	Control.....	172
6.9	Previsión de la evaluación.....	173
	Bibliografía.....	175

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Red de categorías fundamentales	10
Figura 2.2	Elementos del proceso de la gestión de riesgos.....	17
Figura 2.3	Representación gráfica del árbol de fallos y errores.....	24
Figura 4.1	Cursograma Analítico de actividades del proceso actual.	42
Figura 4.2	Árbol de fallos y errores del proceso actual.	43
Figura 6.1:	Geometría y desplazamientos virtuales del elevador.	74
Figura 6.2:	Geometría del elevador de tijeras.....	80
Figura 6.3:	Geometría del elevador de tijeras para cálculo de dp_2	82
Figura 6.4:	Fuerzas presentes en la estructura del elevador.	84
Figura 6.5:	Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 1).	84
Figura 6.6:	Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 2).	85
Figura 6.7:	Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 3).	86
Figura 6.8:	Elemento 1 tratado como viga hiperestática.	87

Figura 6.9: Fuerzas resultantes en el punto F.	90
Figura 6.10: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento 1.	91
Figura 6.11: Fuerzas presentes en la estructura del elevador de tijeras.	94
Figura 6.12: Diagrama de cuerpo libre del elemento CD.	95
Figura 6.13: Fuerzas resultantes en los puntos de elemento CD.	97
Figura 6.14: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento 1.	98
Figura 6.15: Diagrama de cuerpo libre del elemento AB.	100
Figura 6.16: Fuerzas resultantes en los puntos del elemento AB.	102
Figura 6.17: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento AB.	103
Figura 6.18: Estructura del elevador de tijeras (Ejes principales).	105
Figura 6.19: Tornillo de potencia y husillo.	109
Figura 6.20: Tipos de roscas normalizadas para tornillos de potencia.	109
Figura 6.21: Nomenclatura de diente de engrane.	118
Figura 6.22: Dimensiones del engrane de entrada.	123
Figura 6.23: Dimensiones del engrane de salida.	123
Figura 6.24: Sistema de engranes para impulsar los tornillos de potencia.	124
Figura 6.25: Cilindros de simple efecto.	126
Figura 6.26: Dimensiones de cilindro hidráulico.	126
Figura 6.27: Dimensiones de bomba manual hidráulica.	127

Figura 6.28: Sistema hidráulico de elevación manual.	128
Figura 6.29: Modelo mecánico de la plataforma de elevación hidráulica.	129
Figura 6.30: Posición media y máxima de la plataforma de elevación hidráulica. .	131
Figura 6.31: Análisis de la fuerza del cilindro hidráulico en función del tiempo....	132
Figura 6.32: Tensión de Von Mises en el mecanismo de elevación.....	133
Figura 6.33: Análisis de desplazamientos en el mecanismo de elevación.....	134
Figura 6.34: Distribución de factor de seguridad en el mecanismo de elevación. ..	135
Figura 6.35: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición más alta del elevador.	136
Figura 6.36: Tensión de Von Mises en el soporte superior del elevador.....	137
Figura 6.37: Análisis de desplazamientos en soporte superior del elevador.	138
Figura 6.38: Distribución del factor de seguridad en el soporte superior del elevador.	139
Figura 6.39: Tensión de Von Mises en la plataforma de desplazamiento lineal.	140
Figura 6.40: Análisis de desplazamientos en la plataforma de desplazamiento lineal.	141
Figura 6.41: Distribución del factor de seguridad en la plataforma.	141
Figura 6.42: Tensión de Von Mises en el sistema de seguridad.....	142
Figura 6.43: Análisis de desplazamientos en el sistema de seguridad del elevador.	143
Figura 6.44: Distribución del factor de seguridad en el sistema de seguridad.	143

Figura 6.45: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en el extremo izquierdo.....	144
Figura 6.46: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en la mitad de la estructura.	145
Figura 6.47: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en el extremo derecho.	146
Figura 6.48: Tensión de Von Mises en la estructura inclinada.....	147
Figura 6.49: Análisis de desplazamientos en la estructura inclinada.	148
Figura 6.50: Distribución del factor de seguridad en la estructura inclinada.	148
Figura 6.51: Ensamble del mecanismo de elevación.	152
Figura 6.52: Estructura del mecanismo de elevación.	154
Figura 6.53: Estructura del mecanismo de elevación.	158
Figura 6.54: Ensamble del mecanismo de elevación.	166

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Símbolos utilizados para la representación del árbol de fallos.	25
Tabla 3.1 Operacionalización de la Variable Independiente.....	36
Tabla 3.2 Operacionalización de la Variable Dependiente.	37
Tabla 4.1 Datos de los sucesos básicos y sus probabilidades para el primer árbol de fallos y errores.....	47
Tabla 4.2 Conjunto de fallos obtenidos del primer árbol de fallos y errores.	48

Tabla 4.3. Cursograma Analítico de actividades con el sistema propuesto.	51
Tabla 4.4 Datos de los sucesos básicos y sus probabilidades para el segundo árbol de fallos y errores.....	52
Tabla 4.5 Conjunto de fallos obtenidos del segundo árbol de fallos y errores.	53
Tabla 4.6 Conjuntos mínimos de fallos del segundo árbol de fallos y errores.	55
Tabla 6.1: Consideraciones iniciales para el diseño del elevador de tijeras.	73
Tabla 6.2: Valores para la estructura del elevador.....	77
Tabla 6.3: Variación de fuerza del pistón en función del ángulo de inclinación.	78
Tabla 6.4: Valores de carrera del pistón hidráulico y altura neta de la plataforma.	125
Tabla 6.5: Características de soporte inferior del mecanismo de tijeras.....	150
Tabla 6.6: Características de soporte principal de mecanismo de tijeras.....	151
Tabla 6.7: Características de los pasadores del mecanismo de elevación.	151
Tabla 6.8: Características de las ruedas del mecanismo de elevación.	152
Tabla 6.9: Características del cilindro hidráulico.	153
Tabla 6.10: Características de la bomba hidráulica manual.....	153
Tabla 6.11: Características de la barra cuadrada dentada.	155
Tabla 6.12: Características de guía de barra dentada.	155
Tabla 6.13: Características de seguro de barra dentada.	156
Tabla 6.14: Características de acople de seguro.	156

Tabla 6.15: Características de rodillo guía.....	157
Tabla 6.16: Características de la palanca de control.....	157
Tabla 6.17: Características del soporte superior.....	159
Tabla 6.18: Características de plataforma de desplazamiento superior.....	159
Tabla 6.19: Características de plancha superior.....	160
Tabla 6.20: Características del estabilizador lateral.....	160
Tabla 6.21: Características del estabilizador frontal.....	161
Tabla 6.22: Características del tornillo de potencia.....	161
Tabla 6.23: Características de la tuerca de tornillo de potencia.....	162
Tabla 6.24: Características del soporte de engranes.....	162
Tabla 6.25: Características del cojinete de piñón de entrada.....	163
Tabla 6.26: Características de los cojinetes de los engranes de salida.....	163
Tabla 6.27: Características de los engranes de salida.....	164
Tabla 6.28: Características de los engranes de salida.....	164
Tabla 6.29: Características de los engranes de salida.....	165
Tabla 6.30: Características del mango de agarre.....	165
Tabla 6.31: Costos de componentes hidráulicos.....	167
Tabla 6.32: Costos de materiales mecánicos.....	168
Tabla 6.33: Costos directos.....	169

Tabla 6.34: Costos de maquinaria.....	169
Tabla 6.35: Costos de mano de obra.....	170
Tabla 6.36: Costos Indirectos.....	170
Tabla 6.37: Costo Total.....	170

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1: Evaluación de probabilidades de los sucesos básicos.....	62
Gráfico 4.2: Evaluación de probabilidades de sucesos básicos del segundo Árbol...	63
Gráfico 4.3: Comparación de probabilidades del primer y segundo Árbol de fallos.	64
Gráfico 4.4: Porcentajes de ocurrencia del primer y segundo Árbol de fallos.	65
Gráfico 6.1: Variación de la fuerza del pistón en función del ángulo de inclinación.	79

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Miguel Villegas

Tutor: Ing. Mg. Juan Paredes

Fecha: Junio de 2014

RESUMEN EJECUTIVO

Este trabajo de investigación está enfocado al análisis de riesgos mecánicos presentes en el desarrollo del mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado y que al ser este mantenimiento de gran demanda en los talleres automotrices genera a diario riesgos para las personas que laboran en esta actividad, para la realización del estudio se procedió a determinar y documentar el proceso que utilizaban para el montaje y desmontaje de cajas de transmisión de los vehículos pesados, posteriormente se aplicó la metodología del árbol de fallos y errores que apoyado en la norma NTP 333 constituye un método cuantitativo que permite encontrar la probabilidad que de ocurra un evento no deseado y que en este caso es “fatalidad por aplastamiento de caja de transmisión” partiendo de este suceso se aplicó el método para encontrar la probabilidad de ocurrencia, seguidamente se estableció un nuevo sistema que permita disminuir al máximo el suceso no deseado obteniendo buenos resultados ya que la probabilidad de ocurrencia se disminuyó en un gran porcentaje, y una vez que se comprobó numéricamente la mejora producida con el nuevo sistema se procedió detalladamente al diseño y a la construcción del mismo pudiéndose de esa manera implementar y verificar su correcto funcionamiento

CAPÍTULO I

1.- EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Tema de investigación

“ESTUDIO DE RIESGOS MECÁNICOS EN EL PROCESO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PESADO Y SU INCIDENCIA EN LOS ACCIDENTES LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES”

1.2. Planteamiento del problema

1.2.1. Contextualización del problema

A nivel mundial el parque automotor se incrementa cada día, siendo parte fundamental de este incremento los vehículos de transporte pesado los cuales son utilizados para el transporte masivo de personas, alimentos, material de construcción y de productos manufacturados entre otros. Frente a este crecimiento continuo se requieren de más talleres automotrices que cuenten con procesos definidos y con herramientas necesarias para el mantenimiento de vehículos de transporte pesado. Uno de los procesos de mantenimiento que se realiza con mayor frecuencia en este tipo de talleres automotrices es el mantenimiento de la caja de transmisión ya que estos sistemas están sometidos a grandes esfuerzos y ciclos continuos de funcionamiento.

El proceso de mantenimiento de este tipo de sistemas conlleva riesgos laborales que generan varios inconvenientes debido principalmente a la incomodidad que presentan los diferentes tipos de vehículos de transporte pesado y del peso mismo de la caja de transmisión ya que ésta incorpora un conjunto de varios componentes que permiten

controlar la velocidad del vehículo en función de la necesidad y del entorno en el que se encuentra trabajando el operario del automotor.

En el Ecuador actualmente los talleres automotrices dan mantenimiento a un gran número de vehículos de transporte pesado, entre los diversos trabajos de mantenimiento que se realizan en estos talleres encontramos el mantenimiento de cajas de transmisión, que con regularidad necesitan de mantenimiento y que en su mayoría involucra que ésta sea desacoplada del motor generándose así trabajos de gran riesgo específicamente de riesgo mecánico ya que el proceso de desmontaje y montaje de la caja de transmisión involucra factores físicos que pueden dar lugar a una lesión por acción mecánica de los elementos de máquinas y herramientas utilizadas en el proceso, siendo algunos de los riesgos presentes en este proceso golpes con herramientas, sobreesfuerzos al aflojar o apretar las tuercas, proyección de los componentes de sujeción, peligro de aplastamiento entre otros. Todos estos riesgos se producen durante el desarrollo de esta actividad que a diario se realizan en los talleres automotrices y cuyas consecuencias pueden llegar a dar lugar a accidentes como heridas, contusiones varias, amputaciones traumáticas incluso la muerte.

Para definir la toma de medidas reactivas a los problemas acontecidos por los factores de riesgo mencionados con anterioridad, será necesario identificar de forma generalizada cada uno de los factores que influyen en la generación de riesgos laborales, partiendo de ésta perspectiva este trabajo pretende identificar los factores de riesgos mecánicos significativos y analizarlos de tal manera que se pueda recomendar acertadamente las medidas de control, que al final se reflejará en evitar accidentes laborales en los talleres automotrices dedicados a dar mantenimiento a cajas de transmisión de vehículos pesados.

1.2.2. Análisis Crítico

La evaluación de riesgos mecánicos en el proceso de mantenimiento que involucra el desmontaje y montaje de cajas de transmisión en los talleres automotrices es de gran

importancia ya que la regularidad con que se realiza este tipo de mantenimiento implica que los factores de riesgos mecánicos sean continuos, y que las actividades que tiene lugar dentro de este contexto sean críticas, requiriendo así un estudio adecuado que permita evitar los accidentes y lesiones a los que están expuestos los trabajadores dentro del ambiente laboral.

El presente trabajo intenta dar una visión completa del problema siguiendo técnicas y procedimientos que acojan todos y cada uno de los factores que intervienen en dicho proceso, así como también realizar un análisis integro desde una perspectiva en la cual se pueda apreciar con detalle los aspectos más relevantes que generan riesgos mecánicos y que podrían ser causas de futuros accidentes laborales dentro de los talleres automotrices.

1.2.3. Prognosis

La no aportación de este estudio causaría en primera instancia que los riesgos a los cuales se exponen los trabajadores al realizar esta actividad se materialicen y den lugar a accidentes laborales disminuyendo así la mano de obra y el interés por parte de las personas en laborar en este tipo de trabajo, consecuentemente la demanda por este servicio se incrementaría de tal manera que los talleres que se puedan mantener no podrán abastecer la demanda requerida por la gran cantidad de vehículos de transporte pesado que necesitan de mantenimiento produciéndose así grandes pérdidas económicas no solo para los dueños de los vehículos sino también para la gran cadena que involucra el trabajo de transporte pesado en el país.

1.2.4. Formulación del Problema

¿De qué manera influirá el estudio de riesgos mecánicos en la prevención de accidentes en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado en los talleres automotrices?

1.2.5. Preguntas Directrices

- ¿Cuál es el proceso que se utiliza para el montaje y desmontaje de las cajas de transmisión de vehículos pesados?
- ¿Cómo poder generar información sobre los riesgos mecánicos existentes en el proceso?
- ¿Se podrá identificar y evaluar los riesgos mecánicos utilizando la metodología del “Árbol de fallos y errores”?
- ¿Se podrán analizar los resultados y determinar medidas preventivas de control para el proceso de montaje y desmontaje de las cajas de transmisión?

1.2.6. Delimitación del Objeto de Investigación

1.2.6.1 Delimitación por Contenido

El estudio planteado tendrá una demarcación comprendida en las materias de:

- Seguridad Industrial
- Diseño de Elementos de Máquina.
- Ingeniería Mecánica

1.2.6.2 Delimitación Espacial

El presente proyecto de evaluación e investigación se realizará en las instalaciones de la Mecánica Automotriz Villegas ubicada en la vía a Huambaló de la ciudad de Pelileo, Provincia de Tungurahua.

1.2.6.3 Temporal

El presente estudio se realizará en el periodo comprendido entre Agosto del 2013 y Junio del 2014.

1.3. Justificación

Sin duda alguna los talleres automotrices dedicados a dar mantenimiento a vehículos de carga pesada han sido de vital importancia para mantener la funcionalidad de este tipo de vehículos que día a día trabajan y aportan en gran medida a la economía del país, de tal manera que en los procesos consecuentes al mantenimiento de estas unidades se ha tenido poco aporte en lo que se refiere a procesos, herramientas y máquinas destinadas para trabajos específicos.

La constatación y la vivencia misma en los procesos de mantenimiento de vehículos de transporte pesado, específicamente en el montaje y desmontaje de la caja de transmisión a dado lugar al tema de estudio ya que dicho proceso involucra múltiples riesgos como golpes con herramientas, golpes contra la estructura de los vehículos, aplastamiento, sobreesfuerzos al aflojar o apretar las tuercas, proyección de los componentes de sujeción, etc.

Todos estos riesgos se derivan de la utilización de máquinas y herramientas que se utilizan durante el desarrollo de esta actividad así como también de las piezas en las que se realiza el mantenimiento, de tal manera tales observaciones han permitido denotar que se trata de riesgos mecánicos los cuales al materializarse provocarían accidentes de índole laboral afectando directamente a la integridad física de los trabajadores que están involucrados en esta actividad.

Por tales motivos es de vital importancia investigar la realidad en el lugar de trabajo y estudiar el problema desde un punto de vista analítico, como también conocer la realidad misma de cómo se realiza este trabajo y observarlo desde una perspectiva que involucre minimizar al máximo cualquier riesgo que se tenga en dicho proceso y de esa manera contribuir en esta gran cadena de trabajo ya que de este depende que los vehículos puedan seguir circulando en óptimas condiciones y sigan contribuyendo al desarrollo del país.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

- Prevenir la ocurrencia de accidentes que se pueden generar por la exposición a riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado en los talleres automotrices.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Definir el proceso que se utiliza para el montaje y desmontaje de la caja de transmisión de vehículos pesados.
- Generar información sobre los riesgos mecánicos existentes en el proceso.
- Identificar y evaluar los riesgos mecánicos utilizando la metodología del “Árbol de fallos y errores”.
- Analizar los resultados obtenidos y determinar medidas preventivas de control para el proceso de montaje y desmontaje de las cajas de transmisión.

CAPÍTULO II

2.- MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes investigativos

Luis Alberto Morales Perrazo, en su trabajo de Investigación presentada en la Universidad Técnica de Ambato para la obtención del Grado Académico de Magister en Seguridad e Higiene Industrial y Ambiental realizada en el 2012, realiza la evaluación de riesgos mecánicos y su influencia en la seguridad laboral de la planta de producción de PASTIFICIO AMBATO C.A.

El estudio se lo realiza reconociendo las características que presenta la planta de producción en cuanto a su ambiente laboral, instalaciones, entorno ambiental, espacios de trabajo, mobiliario, maquinaria y trabajadores que laboran diariamente sobre los cuales se establecen encuestas y entrevistas para obtener la información requerida.

Posteriormente se realiza la gestión del riesgo mecánico que consiste en la identificación de fuentes de peligro, estimación del riesgo a través de la matriz PGV del Ministerio de Relaciones Laborales del Ecuador y la valoración del mismo con el método NTP 330 del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo de España, con el cual se propone actividades de control a través de un programa de prevención de riesgos mecánicos en cada una de las áreas de trabajo. ^[1]

^[1] Morales, L. (2012). *Riesgos mecánicos y su influencia en la seguridad laboral de la planta de producción en la empresa "PASTIFICIO AMBATO C.A"* (Tesis de Maestría). Universidad Técnica de Ambato, Ecuador.

Estudios realizados por el Instituto de formación y Estudios Sociales de Castilla y León. IFES en el 2008 sobre la prevención de riesgos laborales en los servicios de reparación y mantenimiento rápido de vehículos define que la prevención pone de relieve la primera condición que se debe seguir en la empresa en el ámbito preventivo: la prevención integrada. Según esta condición todas las decisiones empresariales deben tomarse cuidando que ellas no se deriven daños a la salud de los trabajadores. Todo debe analizarse previamente para detectar si puede suponer algún tipo de riesgo con el fin de eliminarlo o minimizarlo.

De esta forma al igual que las empresas tienen objetivos anuales que se refieren a la producción, a los beneficios y a las ventas, también deberán marcarse un objetivo de siniestralidad, que no puede ser otro que, cero accidentes. Para ello habrá que enterrar la actitud de algunas empresas, que argumentan que los accidentes y las enfermedades profesionales son parte del trabajo y no se pueden evitar.

Los trabajadores, por su parte, deberán integrar la prevención como una conducta más intrínseca a su trabajo, sin la cual será imposible instaurar una cultura preventiva en la empresa. Las dos mejores armas de la prevención de riesgos laborales son la sensibilización y la formación con las que todos deben estar comprometidos: empresarios, sindicatos, Administración y por su puesto los trabajadores. ^[2]

2.2. Fundamentación filosófica

En el siguiente proyecto se ha determinado que el paradigma que predominará es el crítico propositivo sobre el neopositivista ya que el aspecto de la finalidad de la investigación está compuesta por la comprensión que se debe tener al momento de identificar mediante la observación los riesgos mecánicos que tiene el proceso de mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado, tomando

^[2] Instituto de formación y Estudios Sociales de Castilla y León. (2008). *Guía de prevención de riesgos laborales en los servicios de reparación y mantenimiento rápido de vehículos en Casilla León.*

en cuenta cada uno de los factores que intervienen en este proceso y que podrían dar lugar a diferentes accidentes laborales.

Otro aspecto importante que tendrá lugar en esta investigación es el énfasis en el análisis ya que el estudio se realizará desde una visión que permita identificar la realidad exacta de los múltiples factores que dan lugar a los riesgos, para de esta manera enfocarse en el desarrollo de medidas de control que permitan garantizar un ambiente de trabajo seguro.

2.3. Fundamentación legal

El presente estudio se desarrollará con la ayuda de las siguientes Normas Técnicas, las cuales nos darán lineamientos específicos que ayudarán a la realización de este trabajo de investigación:

- Decreto ejecutivo 2393: Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo (artículo 1; artículo 6 literal 2; artículo 11 literal 2; artículo 15 literal 2.a)
- NTP 316: Fiabilidad de componentes: la distribución exponencial.
- NTP 333: Análisis probabilístico de riesgos: Metodología del "Árbol de fallos y errores"
- NTP 537: Gestión integral de riesgos y factor humano. Modelo simplificado de evaluación.
- NTP 619: Fiabilidad humana. Evaluación simplificada del error humano (I).
- NTP 620: Fiabilidad humana. Evaluación simplificada del error humano (II).
- NTP 621: Fiabilidad humana. Evaluación simplificada del error humano (III).
- CPE INEN 003:89. Código de dibujo técnico, mecánico.

2.4. Red de categorías fundamentales

2.4.1. Gráficos de Inclusión

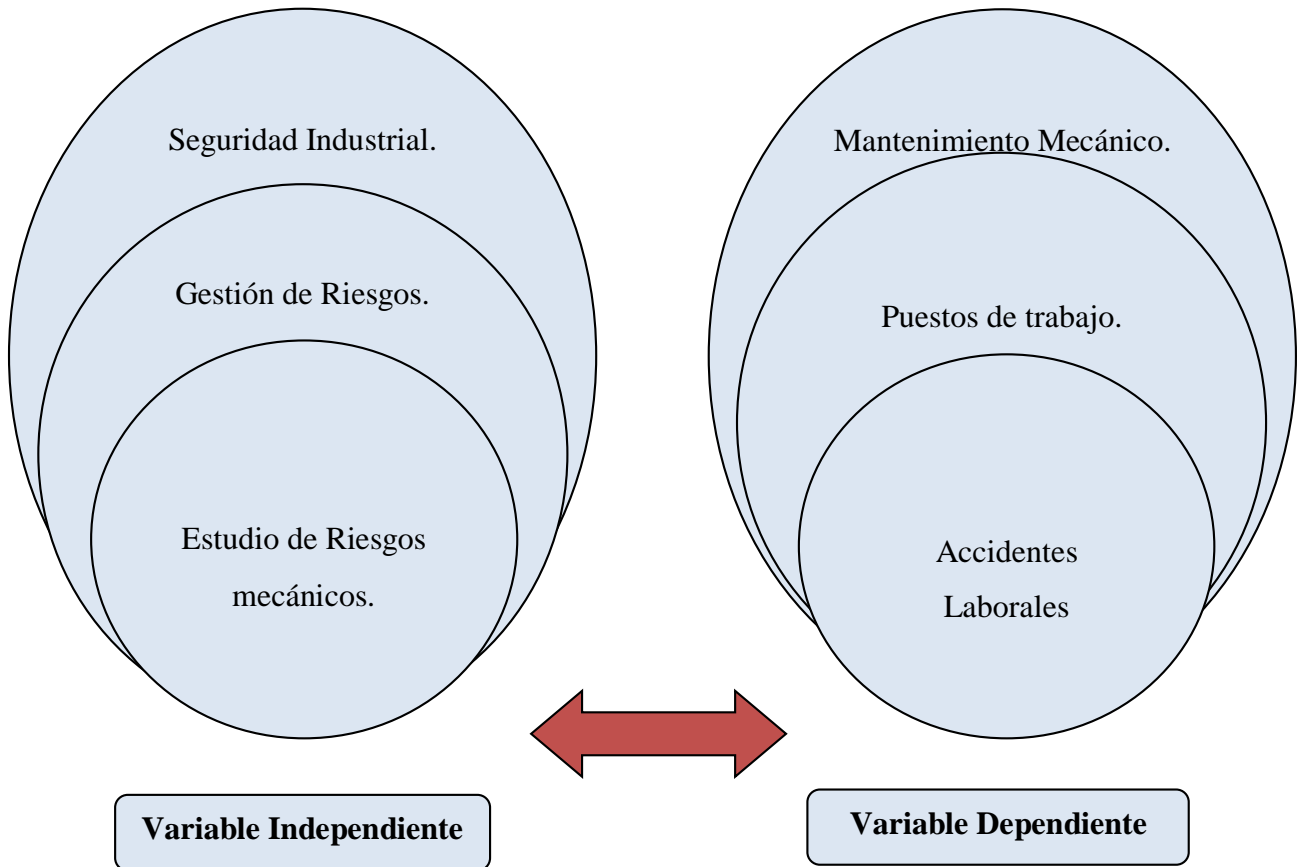


Figura 2.1: Red de categorías fundamentales

Elaborado por: Miguel Villegas

2.4.2. Riesgos Mecánicos

Se entiende por riesgo mecánico el conjunto de factores físicos que pueden dar lugar a una lesión por la acción mecánica de elementos de máquinas, herramientas, piezas a trabajar o materiales proyectados, sólidos o fluidos.

El concepto de máquina comprende a todos aquellos conjuntos de elementos o instalaciones que transforman energía con vista a una función productiva principal o

auxiliar. Es común a las máquinas el poseer en algún punto o zona concentraciones de energía, ya sea energía cinética de elementos en movimiento u otras formas de energía (eléctrica, neumática, etc.).

Podemos diferenciar el conjunto de una máquina en dos partes:

- Sistema de transmisión: conjunto de elementos mecánicos cuya misión es el de producir, transportar o transformar la energía utilizada en el proceso. Esta parte de la máquina se caracteriza porque el operario no debe penetrar en ellas durante las operaciones de producción.
- Zona de operación (o punto de operación): Es la parte de la máquina en que se ejecuta el trabajo útil sobre una pieza, mediante la energía que el sistema de transmisión comunica al elemento activo de la máquina. Esta zona caracteriza en que el operario debe penetrar en ella en las operaciones normales de alimentación, extracción de piezas, o si es proceso automático, para corregir deficiencias de funcionamiento.

2.4.2.1. Formas elementales del riesgo mecánico

Las formas elementales del riesgo mecánico son:

a) Peligro de cizallamiento

Este riesgo se encuentra localizado en los puntos donde se mueven los filos de dos objetos lo suficientemente juntos el uno de otro, como para cortar material relativamente blando. Muchos de estos puntos no pueden ser protegidos, por lo que hay que estar especialmente atentos cuando esté en funcionamiento porque en muchas ocasiones el movimiento de estos objetos no es visible debido a la gran velocidad del mismo. La lesión resultante, suele ser la amputación de algún miembro.

b) Peligro de atrapamientos o de arrastres

Es debido por zonas formadas por dos objetos que se mueven juntos, de los cuales al menos uno, rota como es el caso de los cilindros de alimentación, engranajes, correas de transmisión, etc. Las partes del cuerpo que más riesgo corren de ser atrapadas son las manos y el cabello, también es una causa de los atrapamientos y de los arrastres la ropa de trabajo utilizada, por eso para evitarlo se deben usar ropa ajustada para evitar que sea enganchada y proteger las áreas próximas a elementos rotativos y se debe llevar el pelo recogido.

c) Peligro de aplastamiento

Las zonas de peligro de aplastamiento se presentan principalmente cuando dos objetos se mueven uno sobre otro, o cuando uno se mueve y el otro está estático. Este riesgo afecta principalmente a las personas que ayudan en las operaciones de enganche, quedando atrapadas entre la máquina y apero o pared. También suelen resultar lesionados los dedos y manos.

d) De sólidos

Muchas máquinas en funcionamiento normal expulsan partículas, pero entre estos materiales se pueden introducir objetos extraños como piedras, ramas y otros, que son lanzados a gran velocidad y que podrían golpear a los operarios. Este riesgo puede reducirse o evitarse con el uso de protectores o deflectores

e) De líquidos

Las máquinas también pueden proyectar líquidos como los contenidos en los diferentes sistemas hidráulicos, que son capaces de producir quemaduras y alcanzar los ojos. Para evitar esto, los sistemas hidráulicos deben tener un adecuado mantenimiento preventivo que contemple, entre otras cosas, la revisión del estado de conducciones para detectar la posible existencia de poros en las mismas. Son muy comunes las proyecciones de fluido a presión.

f) Otros tipos de riesgos mecánicos

Otros tipos de peligros mecánicos producidos por las máquinas son el peligro de corte o de seccionamiento, de enganche, de impacto, de perforación o de punzamiento y de fricción o de abrasión.

El riesgo mecánico generado por partes o piezas de la máquina está condicionado fundamentalmente por su forma (aristas cortantes, partes agudas), su posición relativa (ya que cuando las piezas o partes de máquinas están en movimiento, pueden originar zonas de atrapamientos, aplastamiento, cizallamiento, etc.), su masa y estabilidad (energía potencial), su masa y velocidad (energía cinética), su resistencia mecánica (a la rotura o deformación) y su acumulación de energía (por muelles o depósitos a presión).

2.4.2.2. Medidas de seguridad en máquinas

Las medidas de seguridad son una combinación de las medidas adoptadas en fase de diseño y construcción de la máquina y de las medidas que deberán ser tomadas e incorporadas por el usuario de la misma. Todas las medidas que puedan ser adoptadas en la fase de diseño son preferibles a las incorporadas por el usuario.

2.4.2.3. Medidas de protección a tomar por parte del diseñador/fabricante

La protección se aplica con el fin de proteger contra los riesgos que no se pueden evitar o que no se pueden reducir mediante las técnicas de prevención intrínseca, es decir, prevención en la fase de diseño de la máquina.

a) Tipos de resguardos:

Un resguardo es un elemento de una máquina utilizado específicamente para garantizar la protección mediante una barrera material.

Resguardo fijo: Se mantienen en su posición de forma permanente o bien por medio de elementos de fijación. Pueden ser de tipo envolvente, cuando encierran completamente la zona peligrosa o de tipo distanciador, cuando por sus dimensiones y distancia a la zona peligrosa, la hacen inaccesible.

Resguardo móvil: Resguardo articulado o guiado que es posible abrir sin herramientas.

Resguardo móvil con enclavamiento: Resguardo asociado a un dispositivo de enclavamiento de manera que:

- Las funciones peligrosas de la máquina cubiertas por el resguardo no pueden desempeñarse hasta que el resguardo esté cerrado.
- La apertura del resguardo, mientras se desempeñan las funciones peligrosas de la máquina, da lugar a una orden de parada.
- El cierre del resguardo no provoca por sí mismo su puesta en marcha.

Resguardo móvil con enclavamiento y bloqueo: Resguardo asociado a un dispositivo de enclavamiento y a un dispositivo de bloqueo mecánico, de manera que:

- Las funciones peligrosas de la máquina cubiertas por el resguardo no pueden desempeñarse hasta que el resguardo esté cerrado y bloqueado.
- El resguardo permanece bloqueado en posición de cerrado hasta que haya desaparecido el riesgo de lesión.
- El cierre y del bloqueo del resguardo no provocan por sí mismo su puesta en marcha.

Resguardo móvil asociado al mando: Resguardo asociado a un dispositivo de enclavamiento o de enclavamiento y bloqueo, de manera que:

- Las funciones peligrosas de la máquina no pueden desempeñarse hasta que el resguardo esté cerrado.
- El cierre del resguardo provoca la puesta en marcha de las funciones peligrosas de la máquina.

Sólo se admite su utilización cuando simultáneamente es imposible que el operario permanezca en la zona peligrosa o entre la zona peligrosa y el resguardo (estando éste cerrado). La única manera de acceder a la zona peligrosa es abriendo el resguardo asociado al mando o a un resguardo asociado a un dispositivo de enclavamiento con o sin bloqueo.

b) Dispositivos de protección

Es aquel dispositivo que impide que se inicie o se mantenga una fase peligrosa de la máquina, mientras se detecta o sea posible la presencia humana en la zona peligrosa.

Mando sensitivo: Dispositivo de mando que pone y mantiene en marcha los elementos de una máquina solamente mientras el órgano de accionamiento se mantiene asociado.

Mando a dos manos: Mando que requiere como mínimo el accionamiento simultáneo de dos órganos de accionamiento para iniciar y mantener el funcionamiento de una máquina o de sus elementos.

Dispositivo sensible: Dispositivo que provoca la parada de una máquina o de sus elementos cuando una persona o una parte de su cuerpo rebasa un límite de seguridad.

Dispositivo limitador: Dispositivo que impide que una máquina o sus elementos sobrepasen un límite establecido.

Mando de marcha a impulsos: Dispositivo de mando cuyo accionamiento permite solamente un desplazamiento limitado de un elemento de la máquina.

2.4.2.4 Medidas de protección a tomar por parte del usuario.

El usuario de una máquina, por su parte, deberá adoptar las medidas necesarias para que, mediante un mantenimiento adecuado, los equipos de trabajo se conserven durante todo el tiempo de utilización en condiciones de seguridad. Dicho mantenimiento se realizará teniendo en cuenta las instrucciones del fabricante, o en su defecto, las características de estos equipos y sus condiciones de utilización. ^[3]

2.4.3. Gestión De Riesgos Laborales

Para llegar a la definición de gestión de riesgos laborales (GRL), se comenzará analizando el concepto de gestión.

La NC 18000: 2005 define gestión como: "actividades coordinadas para dirigir y controlar una actividad u organización"; entonces siguiendo este enfoque y relacionándolo a los Riesgos Laborales, la misma norma define la gestión del riesgo como: "aplicación sistemática de políticas, procedimientos y prácticas de gestión para analizar, valorar y evaluar los riesgos".

Como se puede apreciar, estas definiciones enmarcan a la GRL como un proceso que valiéndose de la aplicación de procedimientos, políticas y prácticas relacionadas, permitirá la identificación, evaluación, control y seguimiento de los Riesgos Laborales.

^[3] Universidad Carlos III de Madrid. (2010). *Prevención de Riesgos Laborales (Riesgos Mecánicos)*.

2.4.3.1. Elementos de la Gestión de Riesgos Laborales

Para la gestión de riesgos laborales, es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

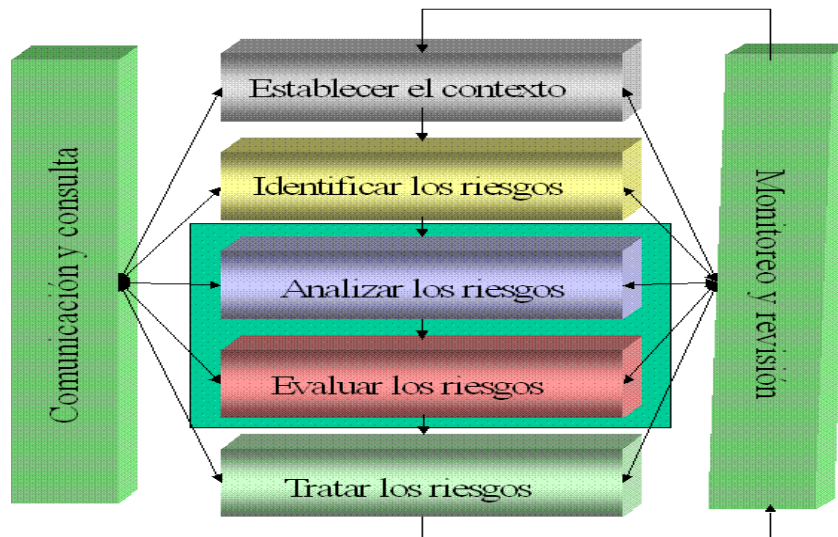


Figura 2.2: Elementos del proceso de la gestión de riesgos.

Fuente: http://www.monografias.com/trabajos73/gestion-riesgos/gestion_riesgos3.shtml

2.4.3.2. Identificación de peligros y riesgos

Es la actividad realizada para reconocer los peligros y riesgos existentes y poder determinar posteriormente la magnitud de afectación que estos puedan presentar.

La NC 18000: 2005 define la identificación de peligros como: "proceso que consiste en reconocer que existe peligro y definir sus características".

La identificación de peligros y riesgos es la actividad más importante dentro de las organizaciones, en materia de Seguridad y Salud Ocupacional, pues es la más compleja y la que requiere mayor nivel de atención cuando se habla de prevención.

Una correcta identificación de peligro y riesgos asociados a este disminuirá la probabilidad de ocurrencias de accidentes e incidentes de trabajo, así como la aparición de enfermedades profesionales.

La organización debe establecer y mantener procedimientos para la continua identificación de peligros, evaluación de los riesgos e implementación de las medidas de control necesarias.

Estos procedimientos deben incluir:

- Actividades rutinarias y no rutinarias.
- Actividades de todo el personal con acceso al lugar de trabajo (incluidos subcontratistas y visitantes).
- Servicios o infraestructura en el lugar de trabajo, proporcionados por la organización o por otros.

2.4.3.3. Evaluación del riesgo

Una vez identificados los peligros presentes en el área, se pasará a su evaluación. Para la evaluación de riesgos, no pocos autores especialistas en el tema, han definido un sin número de métodos que arrojan resultados tanto cualitativos como cuantitativos.

Existen además métodos específicos para la evaluación de determinado riesgo en especial.

El método que se muestra a continuación, entra dentro del grupo de los cualitativos, mediante el análisis de dos indicadores para su determinación:

- Probabilidad de ocurrencia del daño

- Consecuencias del daño

2.4.3.4. Fases para la evaluación de riesgos

a) Estimación del riesgo

La NC 18000: 2005 ha definido la estimación del riesgo como "proceso mediante el cual se determinan la frecuencia o probabilidad y las consecuencias que puedan derivarse de la materialización de un peligro".

Para cada peligro detectado debe estimarse el riesgo. Aquí se valoran conjuntamente la probabilidad y la potencial severidad (consecuencias) de que se materialice el peligro. La estimación del riesgo proporcionará la información necesaria para determinar de qué orden de magnitud es este.

A pesar de la existencia de diversos métodos de evaluación de riesgos, en todos los casos se han de llegar a definir dos conceptos claves: probabilidad y consecuencia.

Probabilidad.- Es la posibilidad de ocurrencia del riesgo, que puede ser medida con criterios de frecuencia o teniendo en cuenta la presencia de factores internos y externos que pueden propiciar el riesgo, aunque éste no se haya presentado nunca.

La probabilidad de que ocurra el daño se puede determinar con el siguiente criterio:

- Probabilidad alta: el daño ocurrirá siempre o casi siempre.
- Probabilidad media: el daño ocurrirá en algunas ocasiones.
- Probabilidad baja: el daño ocurrirá raras veces.

Consecuencia.- Es la materialización de un riesgo, puede generar consecuencias diferentes, cada una de ellas con su correspondiente probabilidad.

A mayor gravedad de las consecuencias previsibles, mayor deberá ser el rigor en la determinación de la probabilidad, teniendo en cuenta que las consecuencias del accidente han de ser contempladas tanto desde el aspecto de daños materiales como de lesiones físicas, analizando ambos por separado.

La probabilidad de que ocurra el daño se puede determinar con el siguiente criterio:

Para determinar las consecuencias del daño, debe considerarse:

- Partes del cuerpo que se verán afectadas.
- Naturaleza del daño, clasificándolos en:
 - Ligeramente dañinos.
 - Dañinos.
 - Extremadamente dañinos.

b) Valoración del riesgo

La valoración del riesgo ha sido definida por la NC 18000: 2005 como: "procedimiento basado en el análisis del riesgo para determinar si se ha alcanzado el riesgo tolerable", especificándose por la misma norma el término de riesgo tolerable como: "riesgo que es aceptado en un contexto dado, basados en los valores actuales de la sociedad y criterios predeterminados".

Teniendo en cuenta el nivel de cada riesgo y los controles existentes se podrá decidir si el riesgo está controlado o no, si se puede minimizar o no.

En este paso, con la estimación del riesgo identificado y comparándolo con el valor del riesgo tolerable definido o con resultados de periodos anteriores, se emite un juicio sobre la tolerabilidad del riesgo en cuestión.

De existir un riesgo determinado como moderado, importante o intolerable, se deberá controlar con la aplicación de medidas correctivas y darle posterior seguimiento.

Si de la evaluación de riesgos se deduce la necesidad de adoptar medidas preventivas, se deberá:

- Eliminar o reducir el riesgo, mediante medidas de prevención en el origen, organizativas, de protección colectiva, de protección individual o de formación e información a los trabajadores.
- Controlar periódicamente las condiciones, la organización y los métodos de trabajo y el estado de salud de los trabajadores.

c) Control y seguimiento de los Riesgos Laborales

La NC 18000: 2005 define el control del riesgo como: "proceso de toma de decisión para tratar y/o reducir los riesgos, a partir de la información obtenida en la evaluación de riesgos, para implantar las acciones correctivas, exigir su cumplimiento y la evaluación periódica de su eficacia".

Los métodos de control de riesgos deben escogerse teniendo en cuenta los siguientes principios:

- Combatir los riesgos en su origen.
- Adaptar el trabajo a la persona, en particular en lo que respecta a la concepción de los puestos de trabajo, así como a la elección de los equipos y métodos de trabajo y de producción, con miras, en particular a atenuar el trabajo monótono y repetitivo y a reducir los efectos del mismo en la salud.
- Tener en cuenta la evolución de la técnica.
- Sustituir lo peligroso por lo que entrañe poco o ningún peligro.

- Adoptar las medidas que antepongan la protección colectiva a la individual.
- Dar las debidas instrucciones a los trabajadores.

Para la etapa de control de los riesgos se requiere de la sistematicidad en la implantación de medidas para la prevención, disminución y erradicación de estos, también se debe comprobar y chequear periódicamente que el sistema implantado sea eficaz y se sigan las prácticas y procedimientos requeridos.

El resultado de una evaluación de riesgos debe servir para hacer un inventario de acciones, con el fin de diseñar, mantener o mejorar los controles de riesgos. Es necesario contar con un buen procedimiento para planificar la implantación de las medidas de control que sean precisas después de la evaluación de riesgos.

2.4.3.5. Métodos utilizados para el análisis de los Riesgos Laborales

En el proceso de evaluación de riesgos, se pueden aplicar diferentes métodos de análisis de riesgos, y según los resultados que puedan brindar, pueden ser:

- Métodos cualitativos
- Métodos cuantitativos

a) Métodos cualitativos de análisis de riesgos

Los métodos cualitativos que por lo general más se utilizan son:

- Listas de chequeo o listas de comprobación (check list).
- Análisis del árbol de fallos (fault tree analysis).
- Análisis de seguridad de tareas.
- Análisis de peligros y operabilidad (hazard operability analysis, HAZOP).

- Diagrama de Ishikawa.
- Evaluación general de riesgo, según el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene del trabajo y de MUPRESPA, de España.
- Evaluación general de riesgo, según el INSHT y Fraternidad Muprespa Modificado por Portuondo y Col. De Cuba.

b) Métodos cuantitativos de análisis de riesgos

Entre los métodos cuantitativos más utilizados se pueden mencionar:

- Análisis del árbol de efectos (event tree analysis).
- Método de valoración del riesgo, de Welberg Anders.
- Método de valoración del riesgo, de William Fine.
- Método de valoración del riesgo, de R. Pickers.

Estos métodos permiten determinar los factores de riesgos y estimar las consecuencias, permitiendo adoptar las medidas preventivas teniendo en cuenta, "la experiencia, buen juicio, buenas prácticas, especificaciones y normas". ^[4]

2.4.3.6. Descripción del método para análisis de riesgos por el “árbol de fallos y errores”

Se trata de un método deductivo de análisis que parte de la previa selección de un "suceso no deseado o evento que se pretende evitar", sea éste un accidente de gran magnitud (explosión, fuga, derrame, etc.) o sea un suceso de menor importancia (fallo de un sistema de cierre, etc.) para averiguar en ambos casos los orígenes de los mismos.

^[4] Duque Arbeláez, C. (2001). *Metodología para la Gestión de Riesgos*. [Marzo del 2008].

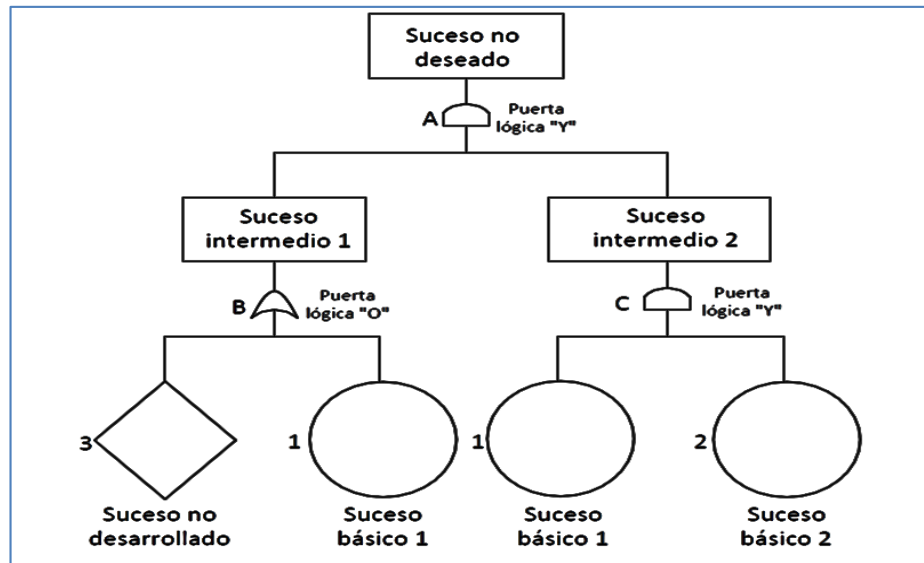


Figura 2.3: Representación gráfica del árbol de fallos y errores.

Fuente: Norma Ntp 333.

Seguidamente, de manera sistemática y lógica se representan las combinaciones de las situaciones que pueden dar lugar a la producción del "evento a evitar", conformando niveles sucesivos de tal manera que cada suceso esté generado a partir de sucesos del nivel inferior, siendo el nexo de unión entre niveles la existencia de "operadores o puertas lógicas".

El árbol se desarrolla en sus distintas ramas hasta alcanzar una serie de "sucesos básicos", denominados así porque no precisan de otros anteriores a ellos para ser explicados. También alguna rama puede terminar por alcanzar un "suceso no desarrollado" en otros, sea por falta de información o por la poca utilidad de analizar las causas que lo producen.

Los nudos de las diferentes puertas y los "sucesos básicos o no desarrollados" deben estar claramente identificados.




Estos "sucesos básicos o no desarrollados" que se encuentran en la parte inferior de las ramas del árbol se caracterizan por los siguientes aspectos:

- Son independientes entre ellos.
- Las probabilidades de que acontezcan pueden ser calculadas o estimadas.








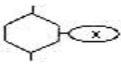
Para ser eficaz, un análisis por árbol de fallos debe ser elaborado por personas profundamente conocedoras de la instalación o proceso a analizar y que a su vez conozcan el método y tengan experiencia en su aplicación; por lo que, si se precisa, se deberán constituir equipos de trabajo pluridisciplinarios (técnico de seguridad, ingeniero del proyecto, ingeniero de proceso, etc.) para proceder a la reflexión conjunta que el método propicia. ^[5]

Para la representación gráfica de los árboles se han elegido los siguientes símbolos:

Tabla 2.1: Símbolos utilizados para la representación del árbol de fallos.

SÍMBOLOS	SIGNIFICADO DEL SÍMBOLO
	SUCESO BÁSICO. No requiere de posterior desarrollo al considerarse un suceso de fallo básico.
	SUCESO NO DESARROLLADO. No puede ser considerado como básico, pero sus causas no se desarrollan, sea por falta de información o por poco interés.
	SUCESO INTERMEDIO. Resultante de la combinación de sucesos más elementales por medio de puertas lógicas. Así mismo se representa en un rectángulo el “suceso no deseado” del que parte todo el árbol.

^[5] Ministerio de trabajo y asuntos sociales España (Norma NTP 333): *Análisis probabilístico de riesgos Metodología del "Árbol de fallos y errores"*

	<p>PUERTA "Y"</p>  <p>El suceso de salida (S) ocurrirá si, y sólo si ocurren todos los sucesos de entrada (E1 B1)</p>
	<p>PUERTA "O"</p>  <p>El suceso de salida (S) ocurrirá si ocurren uno o más de los sucesos de entrada (E1 B1).</p>
	<p>SÍMBOLO DE TRANSFERENCIA. Indica que el árbol sigue en otro lugar.</p>
	<p>PUERTA "Y" PRIORITARIA. El suceso de salida ocurrirá si, y solo si todas las entradas ocurren en una secuencia determinada, que normalmente se especifica en una elipse dibujada a la derecha de la puerta.</p>
	<p>PUERTA "O" exclusiva. El suceso de salida ocurrirá si lo hace una de las entradas, pero no dos o más de ellas.</p>
	<p>PUERTA DE INHIBICIÓN. La salida ocurrirá si, y sólo si lo hace su entrada y además se satisface una condición dada (x).</p>

Fuente: Norma Ntp 333.

2.4.4. Seguridad Industrial

La seguridad industrial en el concepto moderno significa más que una simple situación de seguridad física, una situación de bienestar personal, un ambiente de trabajo idóneo, una economía de costos importantes y una imagen de modernización y filosofía de vida humana en el marco de la actividad laboral contemporánea.

La sociedad industrial hasta hace poco dio preferencia a la máquina, el tiempo y el movimiento buscando la maximización de beneficios, sin tomar en cuenta al hombre, elemento básico de todo el engranaje productivo. La política de personal, como toda política, cambia su estrategia, y de aquella estática e indiferente pasa a una más dinámica y progresista. Así, el objeto común es el bienestar del hombre mediante un esfuerzo racionalizado y humanizado, de flexibilidad y seguridad. El trabajo

taylorizado se preocupó del rendimiento humano, tratando al individuo como una máquina y explotando al máximo sus energías, sin considerarlo como ser humano y pensante.

La organización científica del trabajo mide el rendimiento de trabajador, cronometra sus tiempos y concede primas al que más rinde. Con este criterio consigue un aumento aparente de la producción y que el hombre se sienta menos realizado. El ritmo de trabajo está determinado por la máquina de la que el individuo es su esclavo. La seguridad de empleo es incierta, los continuos reemplazos por ausentismo y rotación de puestos aumentan en forma indirecta la predisposición a los accidentes y sus causas, lo que crea falta de seguridad en el trabajo. ^[6]

Toda empresa, industria o institución que desean mantenerse en el amplio mundo de la competitividad deben acogerse a las medidas y reglas adoptadas con la finalidad de prevenir accidentes y minimizar los riesgos, para el establecimiento de condiciones seguras en el ambiente de trabajo. Es así como, el control de la seguridad e higiene resulta de vital importancia en todas estas entidades.

El desafío que enfrentan los encargados de seguridad es crear una profunda conciencia de prevención en lugar de insistir en la conexión de accidentes o condiciones de riesgo. Los gerentes son los encargados de promover y dar seguimiento a los programas de seguridad, establecidos por la empresa, esto no significa que la seguridad sea cuestión de la gerente o del encargado del departamento de seguridad e higiene, la seguridad debe ser un esfuerzo de todos. Las condiciones seguras benefician principalmente a los empleados expuestos a trabajos que de una forma u otra conllevan riesgos.

^[6] Ramírez, César (2005). *Seguridad industrial: Un enfoque integral*. 2da Edición. México.

2.4.5. Accidentes Laborales

La Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo (LOPCYMAT) en su artículo 69, la define como; "todo suceso que produzca en el trabajador o la trabajadora una lesión funcional o corporal, permanente o temporal, inmediata o posterior, o la muerte, resultante de una acción que pueda ser determinada o sobrevenida en el curso del trabajo, por el hecho o con ocasión del trabajo". En resumen, puede entenderse como todo evento no deseado que da lugar a la muerte, enfermedad, lesión, daño u otra pérdida.

2.4.5.1. Seguridad del Trabajo

Según lo plantea Cortes en su libro de texto, la Seguridad del Trabajo es la "técnica no médica de prevención cuya finalidad se centra en la lucha contra los accidentes de trabajo, evitando y controlando sus consecuencias".

Su objetivo, la lucha contra los accidentes de trabajo, la que permite distinguir la Seguridad de otras técnicas no médicas de prevención, como el Higiene o la Ergonomía.

Dos son las formas fundamentales de actuación empleadas por la Seguridad:

a) Prevención: Actúa sobre todas las causas desencadenantes de los accidente de trabajo.

b) Protección: Actúa sobre los equipos de trabajo o las personas expuestas al riesgo para aminorar las consecuencias del accidente. ^[7]

^[7] Castro, J. (2012). *Tecnología de la seguridad y salud laboral*.

2.4.6. Puesto De Trabajo

Se denomina puesto de trabajo a la parte del área de producción establecida a cada obrero (o brigada) y dotada de los medios de trabajo necesarios para el cumplimiento de una determinada parte del proceso de producción.

2.4.6.1. Conceptos fundamentales

a) Medio de trabajo (MT): Es aquel objeto o conjunto de objetos de que se sirve el hombre para actuar sobre el objeto de trabajo y transformarlo. Entre ellos los más importantes son los instrumentos de producción, que comprenden las más diversas herramientas empleadas por el hombre para trabajar.

b) Objeto de trabajo (OT): Constituye el objeto del proceso de trabajo, sobre el que actúa el hombre con ayuda de los medios de trabajo para transformarlo en producto con un determinado valor de uso.

c) Fuerza de trabajo (FT): Es la capacidad del hombre para trabajar el conjunto de energías físicas y espirituales que le permiten producir los bienes materiales. La fuerza de trabajo constituye el elemento que pone en movimiento a los medios de producción.

d) La organización y servicio al puesto de trabajo: Es el elemento del sistema de la organización del trabajo que se encarga del estudio del puesto de trabajo y los elementos que lo componen en sus interrelaciones, tanto internas como en su relación con el resto de los puestos de trabajo del proceso de producción, así como el estudio y análisis de los servicios que se prestan en cada uno de los elementos simples que intervienen en el proceso de trabajo.

e) Servicio al puesto de trabajo: Se entiende el conjunto de medidas encaminadas a garantizar que de forma planificada e ininterrumpidamente se dote al puesto de trabajo (y por supuesto al obrero que en el labora) con todo lo necesario para que se realice la tarea de producción y, a su vez, permita mantener el orden y limpieza.

2.4.6.2. Organización al Puesto de Trabajo

Uno de los elementos centrales de la organización del trabajo es la organización y servicios al puesto de trabajo, el cual se encarga del estudio del puesto de trabajo en su carácter interno y externo es decir, tanto en las relaciones entre los elementos del propio puesto como en sus relaciones con otros dentro del proceso de producción o servicio.

2.4.6.3. Condiciones en el puesto de trabajo

Un requisito de gran importancia para el logro de una eficiente producción es la existencia de condiciones en la célula fundamental del proceso productivo, es decir, el puesto de trabajo debe estar condicionado exquisitamente para obtener resultados satisfactorios en menor tiempo, con mayor calidad y le permita al operario desempeñar su función de la forma más cómoda, eficaz y competitiva.

Las condiciones de trabajo ideales elevarán las marcas de seguridad, reducirán el ausentismo y la impuntualidad, elevarán la moral del trabajador y mejorarán las relaciones públicas siempre que su proyección social tenga como objetivos:

- Elevar la eficiencia productiva del trabajador.
- Velar porque el trabajo no comprometa la salud del obrero.
- Contribuir a través del mejoramiento de las condiciones a la humanización del trabajo, lográndose que éste se convierta paulatinamente en la primera necesidad vital del hombre.

De esta forma queda definido como condiciones de trabajo el conjunto de factores a los cuales está expuesto el trabajador durante la realización de su trabajo y que

pueden convertirse en nocivos cuando constituyen una carga excesiva para el trabajador y tienen como objetivo general la adaptación del trabajo al hombre.^[8]

2.4.7. Mantenimiento Mecánico

El mantenimiento mecánico parte de la noción básica que significa “conservar algo en su ser y en su esencia, perseverar en vigilar su correcto funcionamiento”, bien sea de una maquinaria industrial, agrícola, artesanal, o automotriz.

Por consiguiente, al efectuar cualquier clase de gestión de mantenimiento de dichos tipos de maquinarias, estamos obteniendo mejores beneficios para la empresa o institución a la que pertenecen, tales como:

- Tratar de mantener inalterable su valor monetario como activo fijo.
- Extender considerablemente su tiempo de vida útil.
- Lograr la optimización técnica que permita su funcionamiento eficiente y confiable dentro de su contexto de operación.
- Evitar su reposición o recambio continuo.
- Cumplir con mayor eficiencia el cometido para el que fueron destinados, brindando un mejor servicio.
- Reducir los costos de operación por insumos básicos, fundamentales para su operación y funcionamiento.

2.4.7.1. Mantenimiento automotriz

“Mantenimiento es el proceso de comprobaciones y operaciones necesarias para asegurar a los vehículos el máximo de eficiencia, reduciendo el tiempo de parada para

^[8] Rodés, R (2005). *El puesto de trabajo*. Recuperado de <http://www.monografias.com/trabajos31/puesto-de-trabajo/puesto-de-trabajo.shtml>

repararlos. La estructura del mantenimiento de los vehículos sostiene una relación directa con su categoría y con las condiciones en que éstos dan servicio”.^[9]

2.5. Hipótesis

- El estudio de riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado influirá de manera positiva en la prevención de accidentes laborales en talleres automotrices.

2.6. Señalamiento de variables

Variable Independiente:

Estudio de riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado.

Variable Dependiente:

Accidentes laborales en talleres automotrices.

^[9] Torres, M. *SERAUTO'S SERVICIOS AUTOMOTRICES*. Cap. 10, pág. 121; , Ed. 1996

CAPÍTULO III

3.- METODOLOGÍA

3.1. Enfoque

La siguiente investigación tendrá lugar dentro de un enfoque predominante cualitativo ya que busca identificar la naturaleza profunda de las realidades del problema y también dar la explicación de los hechos que tienen lugar dentro del tema de estudio, además busca la comprensión de los fenómenos para orientarse a la resolución de la hipótesis mediante el análisis de los resultados y la interpretación de los mismos, tomando en cuenta parámetros iniciales inmutables que servirán de referencia durante el desarrollo del tema, para de esta manera buscar solucionar la temática de esta investigación.

3.2. Modalidad básica de la investigación

La presente investigación se va a realizar mediante las siguientes modalidades:

3.2.1. De campo

La necesidad de obtener información, de tal manera que de una visión realista de los hechos, involucra que la investigación se de en el lugar donde ocurren los acontecimientos para diagnosticar y evaluar los diferentes problemas y necesidades a fin de conocer los factores que generan riesgos mecánicos, en el entorno en el cual se desarrolla el trabajo de mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos pesados.

3.2.2. Bibliográfica

Indagar sobre información existente, en libros, revistas, publicaciones, internet contribuirá en gran medida al desarrollo del tema de estudio, teniendo así las bases en las que se pueda apoyar esta investigación.

3.2.3. Aplicada

Se va a implementar la modalidad de investigación aplicada, debido a que los resultados que se obtendrán en la investigación servirán para controlar y prevenir de manera adecuada los riesgos mecánicos que pueden dar lugar a accidentes laborales.

3.3. Nivel o tipos de investigación

3.3.1. Descriptivo

Uno de los fines que busca esta investigación es describir el origen, los factores y las condiciones en las cuales tienen lugar los riesgos mecánicos dentro del contexto de los talleres automotrices.

3.3.2. Explicativo

El estudio será explicativo ya que los resultados se darán de forma detallada, permitiendo dar así una idea clara de los riesgos mecánicos a los que están expuestos los trabajadores que laboran en el mantenimiento de cajas de transmisión en talleres automotrices.

3.3.3. Correlacional

Este tipo de investigación permitirá conocer si los resultados y las medidas de control adoptadas aportaron a la solución del problema.

3.4. Población y muestra

3.4.1. Población

Para la aplicación de este proyecto la población está compuesta por los Talleres Automotrices de vehículos de transporte pesado, que se encuentran ubicados en la ciudad de Pelileo y que son un buen referente ya que en estos talleres se realiza de forma muy regular el mantenimiento de la caja de transmisión de vehículos pesados que involucra el proceso de montaje y desmontaje de la misma y en el cual se evaluarán los riesgos mecánicos.

3.4.2. Muestra

Para el estudio se tomará como muestra a todo el personal que está involucrado de forma directa e indirecta en el proceso de montaje y desmontaje de la caja de transmisión en el Taller Automotriz Villegas, ubicado en la ciudad de Pelileo.

3.5. Operacionalización de variable

3.5.1. Operacionalización de Variable Independiente

ESTUDIO DE RIESGOS MECÁNICOS EN EL PROCESO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PESADO.

Tabla 3.1: Operacionalización de la Variable Independiente.

Conceptualización	Dimensiones	Ítems	Indicadores	Técnicas e Instrumentos
<p>Riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de las cajas de transmisión.-</p> <p>El riesgo mecánico representa el conjunto de factores de riesgo que pueden dar lugar a una lesión por la acción mecánica de elementos de máquinas, herramientas, piezas a trabajar o materiales proyectados, sólidos o fluidos. De tal manera se hace imprescindible la obtención de información para su posterior evaluación, la cual permita tomar medidas preventivas y aplicarlas en las situaciones en que sea necesario.</p>	<p>Factores de Riesgo</p> <p>Obtención de información</p> <p>Medidas preventivas</p>	<p>¿Cuáles son las formas elementales de riesgo mecánico?</p> <p>¿Cómo se puede evaluar los riesgos que involucra un determinado proceso?</p> <p>¿De qué dependen las medidas preventivas que se deben tomar?</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Identificación de actividades. ▪ Identificación de riesgos inherentes a cada actividad ▪ Determinación del suceso no deseado. ▪ Desarrollo del árbol de fallo y errores. ▪ Explotación del árbol de fallos y errores. ▪ Factores de riesgos identificados. ▪ Evaluación de Riesgos 	<p>Observación Directa</p> <p>Metodología del “Árbol de fallos y errores”</p> <p>Observación Directa</p>

Elaborado por: Miguel Villegas.

3.5.2. Operacionalización de Variable Dependiente

ACCIDENTES LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES.

Tabla 3.2: Operacionalización de la Variable Dependiente.

Conceptualización	Dimensiones	Ítems	Indicadores	Técnicas e Instrumentos
<p>Accidentes laborales en talleres automotrices.- Los accidentes laborales son hechos condicionados por múltiples causas. En la producción del accidente laboral pueden concurrir condiciones mecánicas o físicas inseguras como también actos inseguros de las personas.</p> <p>Cualquier suceso que es provocado por causas básicas, causas inmediatas y por un agente externo involuntario, y puede o no dar lugar a una lesión corporal.</p>	Accidentes Laborales	¿Cuáles son los accidentes laborales que se pueden dar en el proceso de mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos pesados?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Seguimiento del proceso. ▪ Análisis de proceso actual. ▪ Accidentes producidos en proceso. 	Encuesta
	Múltiples causas	¿Cuáles son las causas que generarían accidentes en los trabajadores de talleres automotrices?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Condiciones de trabajo. ▪ Proceso utilizado en el trabajo. ▪ Máquinas y herramientas utilizadas. 	Encuesta

Elaborado por: Miguel Villegas.

3.6. Técnicas e instrumentos de recolección de la información

En el presente estudio se utilizaron las siguientes técnicas e instrumentos de investigación.

3.6.1. Observación

La recolección de la información se realizó principalmente mediante la observación directa, con la utilización de un cuaderno de notas y una ficha de campo en los cuales se registraron los datos más relevantes e importantes que permitan consolidar la información necesaria para el desarrollo de esta investigación y poder evaluar así el riesgo mecánico al que están expuestos los trabajadores que están involucrados en el proceso de montaje y desmontaje de las cajas de transmisión.

3.7. Procesamiento y análisis

3.7.1. Plan de Procesamiento de la Información

- Clasificación y análisis de la información recogida.
- Revisión crítica de la información.
- Evaluación de los factores de riesgos mecánicos, según la Metodología del “Árbol de fallos y errores”.
- Representación de los resultados mediante tablas y gráficos.

3.7.2. Análisis e Interpretación de Resultados

- Interpretación de los resultados con el apoyo del marco teórico.
- Comprobación de la hipótesis.
- Establecimiento de conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO IV

4.- ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Análisis de resultados

Para la realización de este estudio fue de vital importancia la colaboración de los Talleres Automotrices que dan mantenimiento a vehículos de transporte pesado dentro de la ciudad de Pelileo, en los mismos se aplicó una encuesta a todos los dueños de los talleres que se dedican a esta actividad y son los que están directamente relacionados con el tema de estudio, de esta manera y aplicando el formulario de preguntas que se encuentra en el anexo 5 se obtuvieron los siguientes resultados.

- Todos los Talleres Automotrices que dan mantenimiento a vehículos de transporte pesado realizan mantenimiento de cajas de transmisión.
- La regularidad con que realizan mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado es de 1 a 5 veces por semana.
- Ninguno de los talleres a los que se aplicó la encuesta cuentan con un sistema o maquinaria específica para el desmontaje y montaje de cajas de transmisión.
- Los talleres realizan el desmontaje y montaje de cajas de transmisión con la utilización de cuerdas para la elevación de la caja y también utiliza gatas hidráulicas tipo lagarto, en las dos situaciones existen varios inconvenientes ya que en ambos casos los componentes utilizados no son los adecuados.

- Con la utilización de cuerdas o gatas hidráulicas tipo lagarto para el desacople y acople de la caja de transmisión se necesitan de 2 a 6 personas.
- En todos los talleres automotrices se han dado algún tipo de accidente derivado del proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión como son: cortes leves, golpes con a herramientas en las extremidades, golpes con los componentes del vehículo entre otros, de todos estos riesgos ninguno ha sido de gravedad.
- Todos los riesgos derivados del proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión pertenecen al tipo de riesgos mecánicos.
- En todos los talleres coinciden que el mayor riesgo que existe en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión es la fatalidad por aplastamiento de la caja de transmisión por su grande peso y por la manera en que se realiza este proceso de mantenimiento.
- El proceso que utilizan en los talleres automotrices para el acople y desacople de la caja de transmisión es rudimentario.
- Ninguno de los talleres cuenta o ha encontrado sistemas o equipos diseñados específicamente para realizar este tipo de trabajo de forma más segura y tecnificada.

Teniendo en cuenta todos los resultados obtenidos en la encuesta y enfocándonos en el riesgo de mayor relevancia que se ha identificado y que pasa hacer el evento que se desea evitar en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión, el mismo que resulta de un riesgo de tipo mecánico y que pone en peligro la integridad física de los trabajadores dentro de los talleres automotrices se procederá al desarrollo del método de análisis probabilístico de riesgos mediante el árbol de fallos y errores para

la evaluación cuantitativa de la probabilidad que se produzca el evento no deseado (fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de cajas de transmisión), seguidamente se establecerá medidas de control que garanticen y aseguren de manera eficaz la seguridad en este tipo de trabajos de tal manera que la probabilidad de que acontezca el evento ya mencionado sea lo más bajo posible y se encuentre dentro de los límites establecidos por las normas pertinentes.

También mediante la observación se logró determinar la veracidad de los datos obtenidos en la encuesta ya que el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión implica que los obreros se expongan al aplastamiento de la caja de transmisión debido a que en el proceso deben ingresar debajo de esta exponiéndose así a dicho peligro.

De la misma manera producto de la observación se logró documentar el proceso que se utiliza actualmente en los talleres automotrices para la realización del mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos pesados, el mismo que se desarrolla de manera muy rudimentaria lo cual da como resultado una tendencia a que se produzcan accidentes laborales que pueden afectar la integridad física de los trabajadores que se encuentran directamente relacionados con este tipo de trabajos.

A continuación se presenta un cursograma de actividades en el cual se puede observar con detalle las diferentes actividades que se deben realizar para el desmontaje de las cajas de transmisión, el mismo también permite conocer las actividades que se deben realizar para el montaje ya que este implica realizar las actividades de forma inversa como se muestra en el siguiente cursograma.

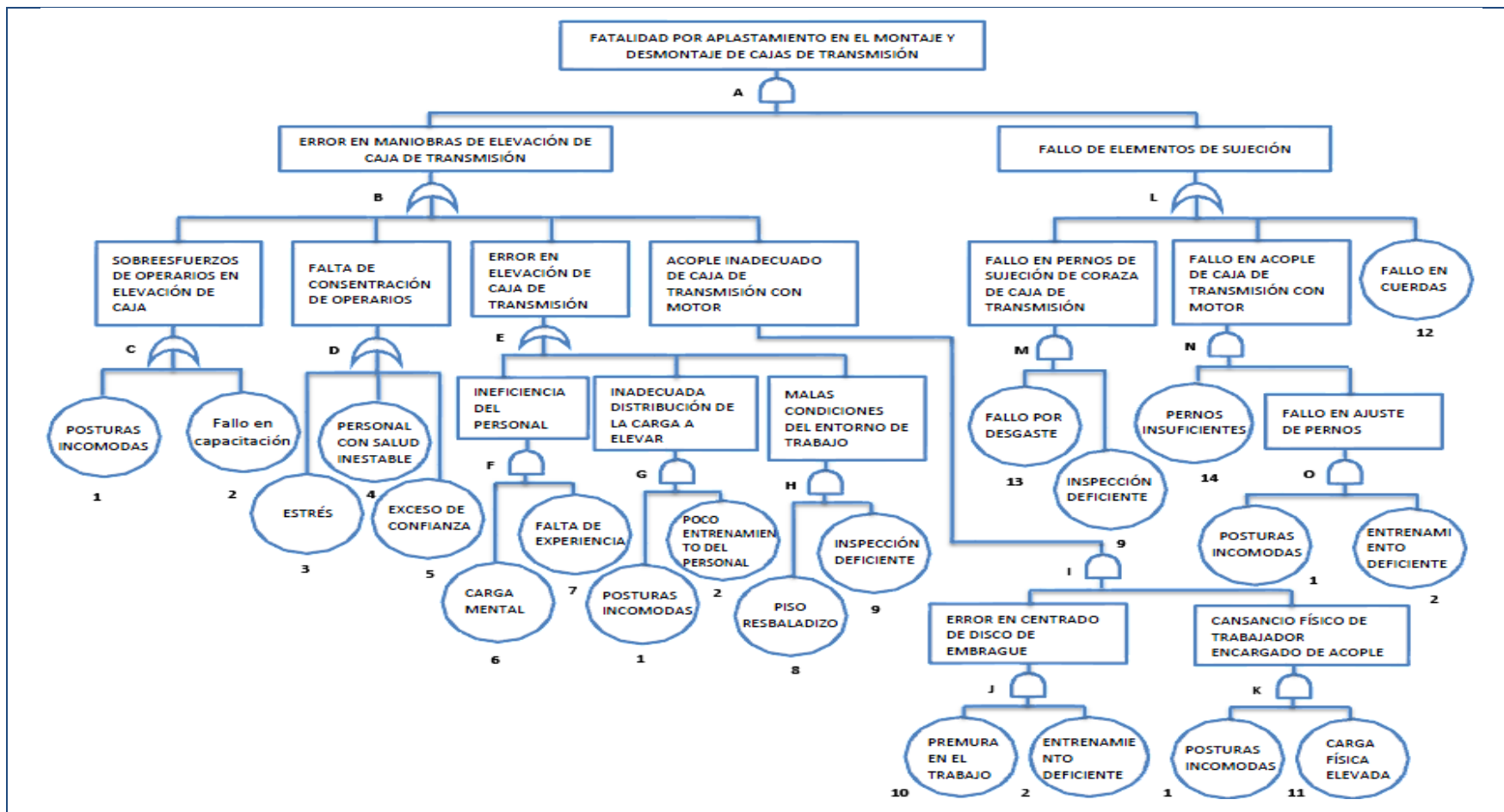
Figura 4.1: Cursograma Analítico de actividades del proceso actual.

DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS PESADOS						
OBJETO: Desacople de caja de transmisión. MÉTODO: Actual POR: Miguel Villegas EMPRESA: Mecánica Villegas LUGAR: Vía a Huambaló –Pelileo FECHA: 09/08/2013	ACTIVIDAD					N° DE ACTIVIDADES
	OPERACIÓN	○				11
	TRANSPORTE	⇒				1
	ESPERA	D				0
	INSPECCIÓN	□				1
	ALMACENAMIENTO	▽				0
	TOTAL					13
DESCRIPCIÓN	SÍMBOLOS					OBSERVACIONES
	○	⇒	D	□	▽	
Desacople de todos los componentes auxiliares de la caja de transmisión (Actuadores hidráulicos y neumáticos, palancas, cables etc.)						Obrero
Desacople de eje de transmisión.						Obrero
Desmontar pernos de sujeción a excepción de un único perno que debe quedar como protección.						Obrero
Verificar que todos los componentes y elementos de sujeción estén removidos.						Obrero
Introducir dos cuerdas para sujetar la caja de transmisión, una para la parte delantera y otra para la parte posterior.						Obrero
Retirar el perno de sujeción que se debe dejar por seguridad.						Obrero
Elevar la caja con ayuda de cuatro personas una en cada extremo de las cuerdas.						Obrero
Desplazar la caja de forma horizontal para desacoplar la caja de transmisión del motor.						Obrero
Bajar la caja suavemente hasta apoyarla en el suelo.						Obrero
Sacar las cuerdas para la parte externa de la carrocería.						Obrero
Levantar el lado delantero del vehículo por el cual se va a sacar la caja.						Obrero
Desplazar la caja hacia la parte externa del vehículo con la ayuda de dos personas o más.						Obrero
Retirar las cuerdas para proceder a su mantenimiento.						Obrero

Elaborado por: Miguel Villegas

A continuación se desarrollara el árbol de fallos y errores apoyado en las observaciones que se realizaron en el proceso.

Figura 4.2: Árbol de fallos y errores del proceso actual.



Elaborado por: Miguel Villegas.

4.1.1. Desarrollo del primer árbol de fallos y errores

Para el desarrollo del árbol de fallos y errores, se partirá del evento que se desea evitar (Fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de las cajas de transmisión), para posteriormente descender inmediatamente escalón a escalón a través de los sucesos inmediatos con la finalidad de alcanzar los sucesos básicos o no desarrollados, de tal manera que al asignar a cada uno de ellos un valor probabilístico y mediante el desarrollo del método de evaluación cuantitativo dé como resultado la probabilidad de que se produzca el evento no deseado.

El conocimiento de los valores de probabilidad de los sucesos primarios (básicos o no desarrollados) permite determinar la probabilidad global de aparición del "suceso no deseado" o "evento que se pretende evitar" y determinar las vías de fallo más críticas, es decir, las más probables entre las combinaciones de sucesos susceptibles de ocasionar el "suceso no deseado".

De esta manera queda definido que para la valoración de la probabilidad global de aparición del "suceso no deseado" se realizan los siguientes pasos:

- a) Se asignan valores probabilísticos a los sucesos primarios.
- b) Se determinan las combinaciones mínimas de sucesos primarios cuya ocurrencia simultánea garantiza la aparición del "suceso no deseado": establecimiento de los "conjuntos mínimos de fallos".
- c) Se calcula la probabilidad de cada una de las vías de fallo representada por los conjuntos mínimos de fallos, la cual es igual al producto (intersección lógica en álgebra de Boole) de las probabilidades de los sucesos primarios que la componen.
- d) Se calcula la "probabilidad de que se produzca el "acontecimiento final", como la suma de las probabilidades (unión lógica de todos los N conjuntos mínimos de fallo en álgebra de Boole) de los conjuntos mínimos de fallo,

como límite superior, ya que matemáticamente debería restarse la intersección de éstos.

4.1.1.1. Identificación y asignación de valores probabilísticos a los sucesos básicos

Mediante la oportuna y adecuada observación durante el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión, se logró obtener la información necesaria para el desarrollo del árbol de fallos y errores de la situación inicial representado en la figura 4,2 llegando así a la obtención de los sucesos básicos que concatenados pueden dar lugar al evento no deseado.

Con los sucesos básicos identificados se procederá a determinar y asignar valores probabilísticos a dichos sucesos, para la cual se recurrirá a la revisión y aplicación de las normas Españolas NTP 619, 620, 621, 401, las mismas que presentan información y datos estimativos que permiten asignar valores probabilísticos a los diferentes sucesos básicos encontrados.

También con la norma NTP 316 que trata sobre la fiabilidad de componentes, se pueden determinar mediante cálculos los valores probabilísticos de que un determinado componente falle durante un tiempo estimado.

Con la aplicación de esta norma procedemos a realizar el cálculo de las probabilidades de que fallen los componentes que se utilizan en el proceso de montaje y desmontaje de las cajas de transmisión.

Aplicando la norma NTP 401 se tomará mediante juicio de expertos que fallaran 1 en 10000, esta estimación permitirá determinar la tasa de fallos (λ).

$$\lambda = \frac{1}{10000} = 0,0001$$

La in fiabilidad $Q(t)$, que se define como la probabilidad de que un componente falle antes de un tiempo definido se calculará mediante la siguiente ecuación, en la que el tiempo t se debe expresar en años, de esta manera tenemos que:

$$Q(t) = 1 - \exp(-\lambda t)$$

Ecuación 4.1

$$t = 0,003$$

$$Q(t) = 1 - \exp(-1 \times 10^{-4} * 0,003)$$

$$Q(t) = 2,77778 \times 10^{-7}$$

$$\mathbf{Q(t) = 2,7778 \times 10^{-7}}$$

Con el cálculo de la probabilidad de fallo que en este caso se aplica al fallo en cuerdas y a todos los elementos que puedan fallar durante el desarrollo de su trabajo y realizando la adecuada asignación de valores medios de probabilidades a los sucesos primarios se podrán obtener los conjuntos mínimos de fallo los mismos que resultaron del desarrollo del árbol de fallos en sus puertas lógicas y sucesos básicos, para posteriormente determinar la probabilidad de fatalidad en el montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos pesados en condiciones iniciales.

A continuación se muestra una tabla con los sucesos básicos y sus respectivos valores probabilísticos.

Tabla 4.1: Datos de los sucesos básicos y sus probabilidades para el primer árbol de fallos y errores.

ÍTEM	SUCESOS BÁSICOS	PROBABILIDADES
1	Posturas incómodas	3,00 E-04
2	Fallo en capacitación	3,00 E-03
3	Estrés	1,00 E-03
4	Personal con salud inestable	5,00 E-03
5	Exceso de confianza	1,00 E-03
6	Carga mental	1,00 E-03
7	Falta de experiencia	1,00 E-03
8	Piso resbaladizo	5,00 E-03
9	Inspección deficiente	2,00 E-01
10	Premura en el trabajo	1,00 E-03
11	Carga física elevada	3,00 E-03
12	Fallo en cuerdas	2,78 E-07
13	Fallo por desgaste	4,00 E-06
14	Pernos insuficientes	1,00 E-02

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.1.2. Resolución de todas las puertas lógicas del primer árbol de fallos y errores

$$[(1 \vee 2) \vee (3 \vee 4 \vee 5) \vee [(6 \wedge 7) \vee (1 \wedge 2) \vee (8 \wedge 9)] \vee [(10 \wedge 2) \wedge (1 \wedge 11)]] \wedge [12 \vee (13 \wedge 9) \vee [14 \wedge (1 \wedge 2)]]$$

$$[(1 \vee 2) \vee (3 \vee 4 \vee 5) \vee [(6.7) \vee (1.2) \vee (8.9)] \vee [(10.2) \wedge (1.11)]] \wedge [12 \vee (13.9) \vee [14 \wedge (1.2)]]$$

$$[(1 \vee 2) \vee (3 \vee 4 \vee 5) \vee [6.7 \vee 1.2 \vee 8.9] \vee [(10.2.1.11)]] \wedge [12 \vee (13.9) \vee [14.1.2]]$$

$$[1 \vee 2 \vee 3 \vee 4 \vee 5 \vee 6.7 \vee 1.2 \vee 8.9 \vee 10.2.1.11] \wedge [12 \vee 13.9 \vee 14.1.2]$$

Conjuntos de fallos obtenidos, eliminación de los sucesos repetidos en los conjuntos de fallo y eliminación de los conjuntos de fallo que contengan a su vez conjuntos de fallo más pequeños, con la aplicación de la propiedad idempotente y la aplicación de la ley de absorción del álgebra de Boole.

Tabla 4.2 Conjunto de fallos obtenidos del primer árbol de fallos y errores.

1.12	2.12	3.12	4.12	5.12	6.7.12
1.9.13	2.9.13	3.9.13	4.9.13	5.9.13	6.7.9.13
1.2.14	1.2.2.14	1.2.3.14	1.2.4.14	1.2.5.14	1.2.6.7.14

1.2.12	8.9.12	1.2.10.11.12
1.2.9.13	8.9.13	1.2.9.10.11.13
1.1.2.2.14	1.2.8.9.14	1.2.10.11.14

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.1.3. Resultados después de la reducción booleana en los conjuntos mínimos de fallo

Conjuntos mínimos de fallos del primer árbol.

1.12	2.12	3.12	4.12	5.12
1.9.13	2.9.13	3.9.13	4.9.13	5.9.13
1.2.14				

6.7.12	8.9.12	1.2.10.11.12
6.7.9.13	8.9.13	1.2.9.10.11.13
1.2.6.7.14	1.2.8.9.14	1.2.10.11.14

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.1.4. Cálculo de la probabilidad de que se produzca el suceso no deseado

Aplicando las ecuaciones expuestas en la norma NTP 333 para el cálculo de la probabilidad del suceso no deseado (fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de cajas de transmisión) tenemos:

$$P = P(1,12) + P(1,9,13) + P(1,3,14) + P(2,12) + P(2,9,13) + P(3,12) + P(3,9,13) + P(4,12) + P(4,9,13) + P(5,12) + P(5,9,13) + P(6,7,12) + P(6,7,9,13) + P(1,2,6,7,14) + P(8,9,12) + P(8,9,13) + P(1,2,8,9,14) + P(1,2,10,11,12) + P(1,2,9,10,11,13) + P(1,2,10,11,14).$$

$$P = P1.P12 + P1.P9.P13 + P1.P3.P14 + P2.P12 + P2.P9.P13 + P3.P12 + P3.P9.P13 + P4.P12 + P4.P9.P13 + P5.P12 + P5.P9.P13 + P6.P7.P12 + P6.P7.P9.P13 + P1.P2.P6.P7.P14 + P8.P9.P12 + P8.P9.P13 + P1.P2.P8.P9.P14 + P1.P2.P10.P11.P12 + P1.P2.P9.P10.P11.P13 + P1.P2.P10.P11.P14.$$

$$P = 0,0000000184$$

4.1.2. Desarrollo del segundo árbol de fallos y errores

Para el desarrollo del segundo árbol de fallos y errores (ver anexo 6), se partirá de igual manera del evento que se desea evitar (Fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de las cajas de transmisión), teniendo en cuenta que se debe disminuir al máximo la probabilidad de que acontezca el suceso no deseado, y para lo cual se consideró la aplicación de controles de ingeniería con el fin de reducir al máximo el riesgo al que se exponen los trabajadores, por tales circunstancias se desarrolló un nuevo sistema que permita realizar de forma más eficaz y segura el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión y en el cual se procederá a la evaluación cuantitativa con el método de análisis probabilístico de riesgos mediante el árbol de fallos y errores para la determinar la probabilidad de que se produzca el evento no deseado.

El sistema propuesto toma en cuenta varios aspectos como son:

- Realizar el proceso de mantenimiento de manera segura.
- Reducir al máximo los esfuerzos físicos que deben realizar los trabajadores.
- Agilizar el proceso de mantenimiento.
- Permitir el uso del sistema de manera generalizada para las diferentes marcas de vehículos de transporte pesado.
- Adecuar el sistema para que pueda ser aplicado en la mayoría de situaciones en las que se necesite realizar el mantenimiento de la caja de transmisión.
- Garantizar un sistema funcional que se adecue a los cambios continuos que traen consigo los nuevos modelos de vehículos que ingresan al mercado nacional.

Tabla 4.3: Cursograma Analítico de actividades con el sistema propuesto.

DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS PESADOS						
OBJETO: Desacople de caja de transmisión. MÉTODO: Actual POR: Miguel Villegas EMPRESA: Mecánica Villegas LUGAR: Vía a Huambaló – Pelileo FECHA: 09/08/2013	ACTIVIDAD					N° DE ACTIVIDADES
	OPERACIÓN	○				10
	TRANSPORTE	⇒				1
	ESPERA	D				0
	INSPECCIÓN	□				1
	ALMACENAMIENTO	▽				0
	TOTAL					12
DESCRIPCIÓN	SÍMBOLOS					OBSERVACIONES
	○	⇒	D	□	▽	
Desacople de todos los componentes auxiliares de la caja de transmisión (Actuadores hidráulicos y neumáticos, palancas, cables etc.)						Obrero
Desacople de eje de transmisión.						Obrero
Desmontar pernos de sujeción a excepción de un único perno que debe quedar como protección.						Obrero
Verificar que todos los componentes y elementos de sujeción estén removidos.						Obrero
Introducir la plataforma elevadora y ajustar la altura hasta que la caja de transmisión quede soportada en su totalidad en la plataforma.						Obrero
Verificar que el sistema de seguridad se encuentre acoplado hasta retirar el perno que se dejó como medida de seguridad.						Obrero
Desacoplar la caja de transmisión del motor con ayuda del sistema de desplazamiento lineal del elevador.						Obrero
Desacoplar el sistema de seguridad						Obrero
Descender con precaución la plataforma hasta obtener su posición más baja.						Obrero
Instalar el carro de desplazamiento transversal y su acople para la plataforma de elevación.						Obrero
Levantar el lado delantero del vehículo por el cual se va a sacar la caja.						Obrero
Deslizar la caja de transmisión al carro de desplazamiento transversal y desplazar la caja de transmisión hacia la parte externa del vehículo.						Obrero

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.2.1. Identificación y asignación de valores probabilísticos a los sucesos básicos

Tabla 4.4: Datos de los sucesos básicos y sus probabilidades para el segundo árbol de fallos y errores.

ÍTEM	SUCESOS BÁSICOS	PROBABILIDAD
1	Falta de revisión en programa de incentivos	1,00 E-03
2	Incumplimiento de procedimientos	3,00 E-03
3	Personas con salud inestable	5,00 E-03
4	Exceso de confianza	1,00 E-03
5	Poco entrenamiento del personal	3,00 E-03
6	Uso inadecuado de sistema de seguridad	3,00 E-03
7	Gestión deficiente en el diseño	3,00 E-03
8	Error en materiales	2,78 E-07
9	Personal sin experiencia	1,00 E-03
10	Inspección deficiente	2,00 E-01
11	Error en selección	1,00 E-03
12	Falta de mantenimiento	1,00 E-03
13	Fallo por desgaste	4,00 E-06
14	Fallo de estanqueidad	1,00 E-03
15	Fallo de válvula de pistón	2,78 E-07
16	Fallo de transmisión de movimiento	1,00 E-04
17	Bloqueo de válvula	2,78 E-07

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.2.2. Resolución de todas las puertas lógicas del segundo árbol de fallos y errores

$$[((1^{\wedge}2) \vee 3 \vee 4) \vee (5^{\wedge}6)] \wedge [(7^{\vee}8) \vee [(9^{\wedge}10) \wedge (4^{\wedge}11)] \vee (12^{\wedge}13)] \wedge [(14 \vee [(15^{\wedge}16) \wedge 17] \vee (13^{\vee} 16)] \wedge [(13^{\wedge}11) \vee (5^{\wedge}4)]]$$

$$[((1.2) \vee 3 \vee 4) \vee (5.6)] \wedge [(7^{\vee}8) \vee [(9.10.4.11)] \vee (12.13)] \wedge [(14 \vee [15.16.17] \vee (13^{\vee} 16)] \wedge [(13.11) \vee (5.4)]]$$

[1.2.3.4.5.6]^[7.8.9.10.4.11.12.13]^[14.13.11.14.5.4.15.16.17.13.11.15.16.17.5.4.13.11.13.5.4.16.13.11.16.5.4]

Tabla 4.5: Conjunto de fallos obtenidos del segundo árbol de fallos y errores.

1.2.7.14.13.11	1.2.8.14.13.11
1.2.7.14.5.4	1.2.8.14.5.4
1.2.7.15.16.17.13.11	1.2.8.15.16.17.13.11
1.2.7.15.16.17.5.4	1.2.8.15.16.17.5.4
1.2.7.13.11	1.2.8.13.11
1.2.7.13.5.4	1.2.8.13.5.4
1.2.7.16.13.11	1.2.8.16.13.11
1.2.7.16.5.4	1.2.8.16.5.4

1.2.9.10.4.11.14.13.11	1.2.12.13.14.13.11
1.2.9.10.4.11.14.5.4	1.2.12.13.14.5.4
1.2.9.10.4.11.15.16.17.13.11	1.2.12.13.15.16.17.13.11
1.2.9.10.4.11.15.16.17.5.4	1.2.12.13.15.16.17.5.4
1.2.9.10.4.11.13.11	1.2.12.13.13.11
1.2.9.10.4.11.13.5.4	1.2.12.13.13.5.4
1.2.9.10.4.11.16.13.11	1.2.12.13.16.13.11
1.2.9.10.4.11.16.5.4	1.2.12.13.16.5.4

3.7.14.13.11	3.8.14.13.11
3.7.14.5.4	3.8.14.5.4
3.7.15.16.17.13.11	3.8.15.16.17.13.11
3.7.15.16.17.5.4	3.8.15.16.17.5.4
3.7.13.11	3.8.13.11
3.7.13.5.4	3.8.13.5.4
3.7.16.13.11	3.8.16.13.11
3.7.16.5.4	3.8.16.5.4

3.9.10.4.11.14.13.11	3.12.13.14.13.11
3.9.10.4.11.14.5.4	3.12.13.14.5.4
3.9.10.4.11.15.16.17.13.11	3.12.13.15.16.17.13.11
3.9.10.4.11.15.16.17.5.4	3.12.13.15.16.17.5.4
3.9.10.4.11.13.11	3.12.13.13.11
3.9.10.4.11.13.5.4	3.12.13.13.5.4
3.9.10.4.11.16.13.11	3.12.13.16.13.11
3.9.10.4.11.16.5.4	3.12.13.16.5.4

4.7.14.13.11	4.8.14.13.11
4.7.14.5.4	4.8.14.5.4
4.7.15.16.17.13.11	4.8.15.16.17.13.11
4.7.15.16.17.5.4	4.8.15.16.17.5.4
4.7.13.11	4.8.13.11
4.7.13.5.4	4.8.13.5.4
4.7.16.13.11	4.8.16.13.11
4.7.16.5.4	4.8.16.5.4

4.9.10.4.11.14.13.11	4.12.13.14.13.11
4.9.10.4.11.14.5.4	4.12.13.14.5.4
4.9.10.4.11.15.16.17.13.11	4.12.13.15.16.17.13.11
4.9.10.4.11.15.16.17.5.4	4.12.13.15.16.17.5.4
4.9.10.4.11.13.11	4.12.13.13.11
4.9.10.4.11.13.5.4	4.12.13.13.5.4
4.9.10.4.11.16.13.11	4.12.13.16.13.11
4.9.10.4.11.16.5.4	4.12.13.16.5.4

5.6.7.14.13.11	5.6.8.14.13.11
5.6.7.14, 5 .4	5.6.8.14, 5 .4
5.6.7.15.16.17.13.11	5.6.8.15.16.17.13.11
5.6.7.15.16.17, 5 .4	5.6.8.15.16.17, 5 .4
5.6.7.13.11	5.6.8.13.11
5.6.7.13, 5 .4	5.6.8.13, 5 .4
5.6.7.16.13.11	5.6.8.16.13.11
5.6.7.16, 5 .4	5.6.8.16, 5 .4

5.6.9.10.4.11.14.13,11	5.6.12.13.14.13.11
5.6.9.10.4.11.14, 5 .4	5.6.12.13.14.5.4
5.6.9.10.4.11.15.16.17.13, 11	5.6.12.13.15.16.17, 13 .11
5.6.9.10.4.11.15.16.17, 5 .4	5.6.12.13.15.16.17, 5 .4
5.6.9.10.4.11.13, 11	5.6.12.13, 13 .11
5.6.9.10.4.11.13.5.4	5.6.12.13, 13 , 5 .4
5.6.9.10.4.11.16.13,11	5.6.12.13.16.13.11
5.6.9.10.4.11.16, 5 .4	5.6.12.13.16,5.4

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.2.3. Resultados después de la reducción booleana en los conjuntos mínimos de fallo

Tabla 4.6: Conjuntos mínimos de fallos del segundo árbol de fallos y errores.

1.2.4.5.7.14	1.2.4.5.8.14
1.2.7.11.13.15.16.17	1.2.8.11.13.15.16.17
1.2.7.4.5.15.16.17	1.2.4.5.8.15.16.17
1.2.7.11.13	1.2.8.11.13
1.2.4.5.7.13	1.2.4.5.8.13
1.2.4.5.7.16	1.2.4.5.8.16

1.2.4.5.9.10.11.14	1.2.4.5.12.13.14
1.2.4.9.10.11.13.15.16.17	1.2.11.12.13.15.16.17
1.2.4.5.9.10.11.15.16.17	1.2.4.5.12.13.15.16.17
1.2.4.9.10.11.13	1.2.11.12.13
1.2.4.5.9.10.11.16	1.2.4.5.12.13

3.4.5.7.14	3.8.4.5.14
3.7.11.13.15.16.17	3.8.11.13.15.16.17
3.7.4.5.15.16.17	3.8.4.5.15.16.17
3.7.11.13	3.8.11.13
3.7.4.5.13	3.8.4.5.13
3.7.4.5.16	3.8.4.5.16

3.4.5.9.10.11.14	3.4.5.12.13.14
3.4.9.10.11.13.15.16.17	3.11.12.13.15.16.17
3.4.5.9.10.11.15.16.17	3.4.5.12.13.15.16.17
3.4.9.10.11.13	3.11.12.13
3.4.5.9.10.11.16	3.4.5.12.13

4.5.7.14	4.5.8.14
4.7.11.13.15.16.17	4.8.11.13.15.16.17
4.5.7.15.16.17	4.5.8.15.16.17
4.7.11.13	4.8.11.13
4.5.7.13	4.5.8.13
4.5.7.16	4.5.8.16

4.5.9.10.11.14	4.5.12.13.14
4.9.10.11.13.15.16.17	4.11.12.13.15.16.17
4.5.9.10.11.15.16.17	4.5.12.13.15.16.17
4.9.10.11.13	4.11.12.13
4.5.9.10.11.16	4.5.12.13

4.5.6.7.14	4.5.6.8.14
5.6.7.11.13.15.16.17	5.6.8.11.13.15.16.17
4.5.6.7.15.16.17	4.5.6.8.15.16.17
5.6.7.11.13	5.6.8.11.13
4.5.6.7.13	4.5.6.8.13
4.5.6.7.16	4.5.6.8.16

4.5.6.9.10.11.14	5.6.11.12.13.15.16.17
4.5.6.9.10.11.13.15.16.17	4.5.6.12.13.15.16.17
4.5.6.9.10.11.15.16.17	5.6.11.12.13
4.5.6.9.10.11.13	4.5.6.12.13
4.5.6.9.10.11.16	

Elaborado por: Miguel Villegas

4.1.2.4. Cálculo de la probabilidad de que se produzca el suceso no deseado

A continuación obtendremos la probabilidad de fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de las cajas de transmisión, mediante la suma de las probabilidades de ocurrencia de los conjuntos mínimos de fallo.

$$\begin{aligned}
\mathbf{P} = & P(1.2.4.5.7.14) + P(1.2.7.11.13.15.16.17) + P(1.2.7.4.5.15.16.17) + \\
& P(1.2.7.11.13) + P(1.2.4.5.7.13) + P(1.2.4.5.7.16) + P(1.2.4.5.8.14) + \\
& P(1.2.8.11.13.15.16.17) + P(1.2.4.5.8.15.16.17) + P(1.2.8.11.13) + P(1.2.4.5.8.13) + \\
& P(1.2.4.5.8.16) + P(1.2.4.5.9.10.11.14) + P(1.2.4.9.10.11.13.15.16.17) + \\
& P(1.2.4.5.9.10.11.15.16.17) + P(1.2.4.9.10.11.13) + P(1.2.4.5.9.10.11.16) + \\
& P(1.2.4.5.12.13.14) + P(1.2.11.12.13.15.16.17) + P(1.2.4.5.12.13.15.16.17) + \\
& P(1.2.11.12.13) + P(1.2.4.5.12.13) + P(3.4.5.7.14) + P(3.7.11.13.15.16.17) + \\
& P(3.7.4.5.15.16.17) + P(3.7.11.13) + P(3.7.4.5.13) + P(3.7.4.5.16) + P(3.8.4.5.14) + \\
& P(3.8.11.13.15.16.17) + P(3.8.4.5.15.16.17) + P(3.8.11.13) + P(3.8.4.5.13) + \\
& P(3.8.4.5.16) + P(3.4.5.9.10.11.14) + P(3.4.9.10.11.13.15.16.17) +
\end{aligned}$$

$P(3.4.5.9.10.11.15.16.17) + P(3.4.9.10.11.13) + P(3.4.5.9.10.11.16) +$
 $P(3.4.5.12.13.14) + P(3.11.12.13.15.16.17) + P(3.4.5.12.13.15.16.17) + P(3.11.12.13)$
 $+ P(3.4.5.12.13) + P(4.5.7.14) + P(4.7.11.13.15.16.17) + P(4.5.7.15.16.17) +$
 $P(4.7.11.13) + P(4.5.7.13) + P(4.5.7.16) + P(4.5.8.14) + P(4.8.11.13.15.16.17) +$
 $P(4.5.8.15.16.17) + P(4.8.11.13) + P(4.5.8.13) + P(4.5.8.16) + P(4.5.9.10.11.14) +$
 $P(4.9.10.11.13.15.16.17) + P(4.5.9.10.11.15.16.17) + P(4.9.10.11.13) +$
 $P(4.5.9.10.11.16) + P(4.5.12.13.14) + P(4.11.12.13.15.16.17) + P(4.5.12.13.15.16.17)$
 $+ P(4.11.12.13) + P(4.5.12.13) + P(4.5.6.7.14) + P(5.6.7.11.13.15.16.17) +$
 $P(4.5.6.7.15.16.17) + P(5.6.7.11.13) + P(4.5.6.7.13) + P(4.5.6.7.16) + P(4.5.6.8.14) +$
 $P(5.6.8.11.13.15.16.17) + P(4.5.6.8.15.16.17) + P(5.6.8.11.13) + P(4.5.6.8.13) +$
 $P(4.5.6.8.16) + P(4.5.6.9.10.11.14) + P(4.5.6.9.10.11.13.15.16.17) +$
 $P(4.5.6.9.10.11.15.16.17) + P(4.5.6.9.10.11.13) + P(4.5.6.9.10.11.16) +$
 $P(5.6.11.12.13.15.16.17) + P(4,5,6,12,13,15,16,17) + P(5,6,11,12,13) +$
 $P(4,5,6,12,13).$

$P = P1P2P4P5P7P14 + P1P2P7P11P13P15P16P17 + P1P2P7P4P5P15P16P17 +$
 $P1P2P7P11P13 + P1P2P4P5P7P13 + P1P2P4P5P7P16 + P1P2P4P5P8P14 +$
 $P1P2P8P11P13P15P16P17 + P1P2P4P5P8P15P16P17 + P1P2P8P11P13 +$
 $P1P2P4P5P8P13 + P1P2P4P5P8P16 + P1P2P4P5P9P10P11P14 +$
 $P1P2P4P9P10P11P13P15P16P17 + P1P2P4P5P9P10P11P15P16P17 +$
 $P1P2P4P9P10P11P13 + P1P2P4P5P9P10P11P16 + P1P2P4P5P12P13P14 +$
 $P1P2P11P12P13P15P16P17 + P1P2P4P5P12P13P15P16P17 + P1P2P11P12P13 +$
 $P1P2P4P5P12P13 + P3P4P5P7P14 + P3P7P11P13P15P16P17 +$
 $P3P7P4P5P15P16P17 + P3P7P11P13 + P3P7P4P5P13 + P3P7P4P5P16 +$
 $P3P8P4P5P14 + P3P8P11P13P15P16P17 + P3P8P4P5P15P16P17 + P3P8P11P13 +$
 $P3P8P4P5P13 + P3P8P4P5P16 + P3P4P5P9P10P11P14 +$
 $P3P4P9P10P11P13P15P16P17 + P3P4P5P9P10P11P15P16P17 +$
 $P3P4P9P10P11P13 + P3P4P5P9P10P11P16 + P3P4P5P12P13P14 +$
 $P3P11P12P13P15P16P17 + P3P4P5P12P13P15P16P17 + P3P11P12P13 +$
 $P3P4P5P12P13 + P4P5P7P14 + P4P7P11P13P15P16P17 + P4P5P7P15P16P17 +$

$P4P7P11P13 + P4P5P7P13 + P4P5P7P16 + P4P5P8P14 + P4P8P11P13P15P16P17 +$
 $P4P5P8P15P16P17 + P4P8P11P13 + P4P5P8P13 + P4P5P8P16 +$
 $P4P5P9P10P11P14 + P4P9P10P11P13P15P16P17 + P4P5P9P10P11P15P16P17 +$
 $P4P9P10P11P13 + P4P5P9P10P11P16 + P4P5P12P13P14 +$
 $P4P11P12P13P15P16P17 + P4P5P12P13P15P16P17 + P4P11P12P13 + P4P5P12P13$
 $+ P4P5P6P7P14 + P5P6P7P11P13P15P16P17 + P4P5P6P7P15P16P17 +$
 $P5P6P7P11P13 + P4P5P6P7P13 + P4P5P6P7P16 + P4P5P6P8P14 +$
 $P5P6P8P11P13P15P16P17 + P4P5P6P8P15P16P17 + P5P6P8P11P13 +$
 $P4P5P6P8P13 + P4P5P6P8P16 + P4P5P6P9P10P11P14 +$
 $P4P5P6P9P10P11P13P15P16P17 + P4P5P6P9P10P11P15P16P17 +$
 $P4P5P6P9P10P11P13 + P4P5P6P9P10P11P16) + P5P6P11P12P13P15P16P17 +$
 $P4P5P6P12P13P15P16P17 + P5P6P11P12P13 + P4P5P6P12P13.$

$P = 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*3,00E-$
 $03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-04 +$
 $1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-03 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-$
 $03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-$
 $07*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04 +$
 $1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-03 +$
 $1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-$
 $07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-$
 $01*1,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-$
 $03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-$
 $03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-$
 $03*4,00E-06*1,00E-03 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-$

$07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-04 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*3,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-04 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-03 + 5,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-04 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*1,00E-03 + 5,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 5,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 5,00E-03*1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-03 + 1,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-03 + 1,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-$

$03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*1,00E-03 + 1,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03 + 3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-03 + 3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*2,78E-07*1,00E-04 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-03 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*2,00E-01*1,00E-03*1,00E-04 + 3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06*2,78E-07*1,00E-04*2,78E-07 + 3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*1,00E-03*4,00E-06 + 1,00E-03*3,00E-03*3,00E-03*1,00E-03*4,00E-06.$

P= 0,000000000101

En esta nueva situación, se observa cómo, con la incorporación de elementos de seguridad en el sistema propuesto, se ha obtenido una importante mejora en cuanto a la seguridad al realizar el proceso de mantenimiento en cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado.

4.2. Interpretación de datos

4.2.1. Interpretación de los resultados del primer árbol de fallos y errores

En el siguiente gráfico se muestran los valores probabilísticos para los sucesos básicos resultantes del primer árbol de fallos y errores.



Gráfico 4.1: Evaluación de probabilidades de los sucesos básicos.

Elaborado por: Miguel Villegas

En este diagrama se puede observar que la inspección deficiente tiene el valor más alto dentro de los sucesos básicos obtenidos ya que al no realizarse una adecuada inspección de las actividades que deben ser realizadas en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión puede dar lugar a la ocurrencia de múltiples accidentes produciendo así daños físicos a los trabajadores involucrados en el proceso.

Se utilizó la Metodología del árbol de fallos y errores para la evaluación cuantitativa en el proceso inicial una vez que se obtuvo el suceso o evento no deseado, con lo que se pudo determinar el valor probabilístico con datos aproximados considerando

factores de la fiabilidad humana y de los componentes dando un valor de $1,84E-08$ para la situación inicial.

4.2.2. Interpretación de los resultados del segundo árbol de fallos y errores

Una vez evaluada la situación inicial se planteó un nuevo sistema para la realización del proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión con el fin de reducir al máximo la probabilidad de que suceda el evento no deseado así se obtuvo los sucesos básicos con sus respectivos valores probabilísticos.

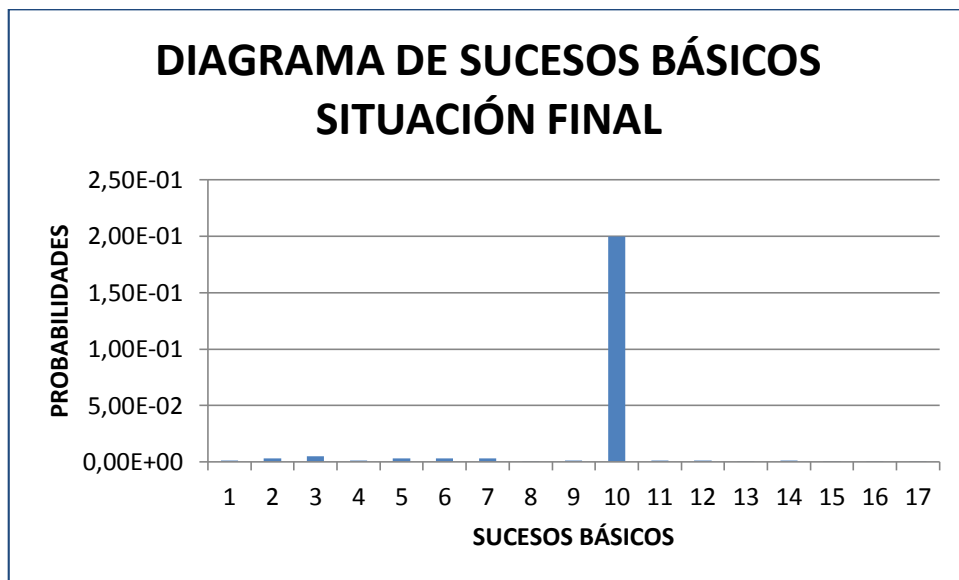


Gráfico 4.2: Evaluación de probabilidades de sucesos básicos del segundo Árbol.

Elaborado por: Miguel Villegas

De igual manera se puede observar que el valor probabilístico más alto corresponde a la inspección deficiente ya que una adecuada inspección es fundamental para que cualquier proceso se realice con efectividad, de tal manera que este se debe considerar como parte imprescindible en cualquier proceso.

Al evaluar este nuevo sistema se obtuvo un valor probabilístico de ocurrencia del evento no deseado de $1,013 E-11$ el cual se comparara posteriormente con el valor obtenido en el árbol de fallos y errores de la condición inicial.

4.2.3. Comparación de los resultados obtenidos en el primer y segundo árbol de fallos y errores

Con la aplicación de la metodología del árbol de fallos y errores, tanto a la situación inicial como a la propuesta se obtuvo los valores probabilísticos para cada una de las situaciones, los mismos se presentan a continuación en la siguiente gráfica.

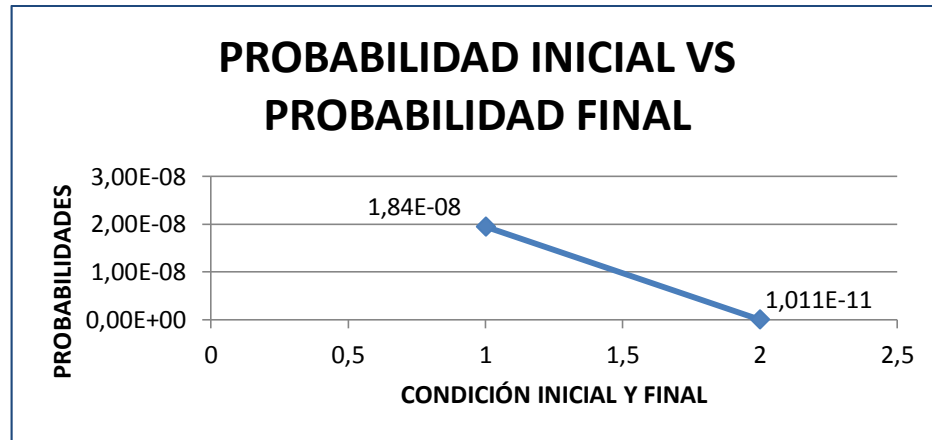


Gráfico 4.3: Comparación de probabilidades del primer y segundo Árbol de fallos.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Como se puede observar en la gráfica 4.3 en la situación inicial se tiene un valor de $1,84 \text{ E-}08$ el cual es mayor que el valor obtenido en sistema propuesto que tiene un valor de $1,013 \text{ E-}11$ y reduce en gran medida la probabilidad de que acontezca la fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos pesados.

4.3.Verificación de hipótesis

Luego de realizar el estudio de riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado se determinó que el riesgo mecánico más crítico es la fatalidad por aplastamiento de cajas de transmisión y fue este suceso no deseado en el cual se fundamentó el estudio realizado obteniendo así el valor probabilístico de que este acontecimiento ocurra y

con el fin de reducir al máximo este riesgo se planteó un nuevo sistema para realizar el proceso, obteniendo un valor probabilístico de ocurrencia mucho más bajo que el inicial.

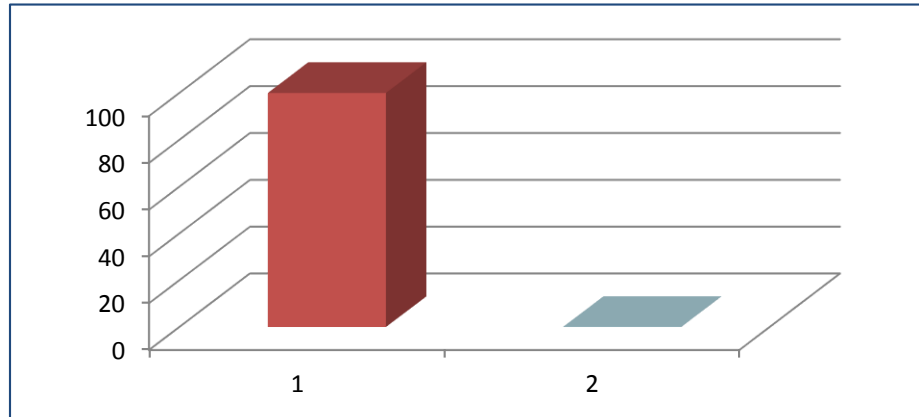


Gráfico 4.4: Porcentajes de ocurrencia del primer y segundo Árbol de fallos.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Tabla 4.5: Valores probabilísticos de ocurrencia y porcentaje de disminución.

ÁRBOL DE FALLOS Y ERRORES	VALORES PROBABILÍSTICOS OBTENIDOS CON LA METODOLOGÍA DEL ÁRBOL DE FALLOS Y ERRORES	PORCENTAJE DE REDUCCIÓN DE QUE ACONTEZCA EL SUCESO NO DESEADO
PRIMER ÁRBOL	1,84 E-08	99,90%
SEGUNDO ÁRBOL	1,013 E-11	
DIFERENCIA	1,945 E-08	

Elaborado por: Miguel Villegas

De esta manera queda demostrado que el estudio de riesgos mecánicos en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado mediante la implementación del nuevo sistema propuesto influye de manera positiva ya que reduce considerablemente la probabilidad de que ocurran fatalidades por aplastamiento de las cajas de transmisión, reduciendo así la probabilidad de ocurrencia de estos accidentes laborales en talleres Automotrices.

CAPÍTULO V

5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Concluido el estudio de riesgos mecánicos en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión de vehículos pesados y con el análisis respectivo de cada árbol de fallos y errores en función del suceso no deseado se obtienen las siguientes conclusiones:

- Un gran número de talleres automotrices realizan el mantenimiento de cajas de transmisión de manera muy rudimentaria generándose así riesgos para la salud de los trabajadores involucrados en este proceso.
- En la situación inicial se realiza una única inspección en todo el proceso, la cual no contribuye de ninguna manera en salvaguardar la integridad física de los trabajadores, mientras que en el sistema propuesto se pone más énfasis en este aspecto a fin de evitar que se cometan errores durante la realización del proceso y que pueden causar algún tipo de accidente laboral.
- En el primer árbol de fallos y errores que involucra el proceso inicial se tienen varios sucesos básicos que se derivan de fallos humanos teniendo así un porcentaje de 71,43 %, mientras que en el segundo árbol desarrollado a partir del sistema propuesto el porcentaje de sucesos básicos es más bajo con valor de 64,7 %, con esto se logra disminuir riesgos por fallas humanas ya que estas son más susceptibles a ocurrir.

- Con la implementación del sistema propuesto se logra disminuir la probabilidad de que ocurra el suceso no deseado (fatalidad por aplastamiento de cajas de transmisión) en un 99,9 % lo cual es muy relevante para evitar accidentes laborales en talleres automotrices, los mismos que se derivan del proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión de vehículos pesados.
- El número de personas que se necesita para el proceso de montaje y desmontaje con el sistema propuesto se reduce considerablemente ya que el proceso inicial se necesitaban de 2 a 6 personas, mientras que para realizar el mismo trabajo con el sistema propuesto se necesitan de 1 a 2 personas.
- El sistema propuesto es totalmente autónomo y funcional en cualquier situación permitiendo que el mantenimiento de cajas de transmisión se lo pueda realizar en cualquier espacio físico, es decir el sistema puede trabajar en los talleres de reparación o se lo puede trasladar al lugar en el que se necesite dar mantenimiento a las cajas de transmisión de vehículos pesados.
- El sistema propuesto también puede ser utilizado para el desmontaje y montaje de Coronas diferenciales de vehículos de transporte pesado ya que los parámetros requeridos para este trabajo se ajustan adecuadamente a los parámetros con que se diseñó la plataforma hidráulica.
- Con el sistema propuesto se logró optimizar el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado, realizando este tipo de mantenimiento de forma más segura, tecnificada y en el menor tiempo posible ya que el sistema es autónomo y solo requiere de un buen uso para su correcto funcionamiento y efectividad.

5.2 Recomendaciones

Las siguientes recomendaciones son el resultado del estudio realizado para contribuir de forma positiva con investigaciones futuras:

- Conocer a fondo el proceso o sistema que se va a evaluar, así como también la metodología del árbol de fallos y errores para evitar interpretaciones equivocadas y obtener resultados acordes a la realidad y al entorno en que se desarrollan los procesos.
- Cuando no se obtengan valores de probabilidades para los sucesos básicos obtenidos ya sea que estos estén relacionadas con fallas humanas o de componentes, se tendrá que acudir a criterios mediante juicio de expertos en seguridad como lo establecen las normas pertinentes a este tipo de asuntos.
- Se recomienda también implementar un plan de incentivos con la finalidad de mejorar el interés y motivar a los trabajadores a hacer de mejor manera las cosas y con la mayor eficiencia posible.
- Seguir contribuyendo con conocimientos y el aporte técnico para mejorar la seguridad y el ambiente laboral para los trabajadores que se dedican a dar mantenimiento a vehículos de transporte pesado y en los cuales existen aún varios procesos de mantenimiento que de igual manera generan riesgos que pueden causar accidentes de tipo laboral, pudiéndose también aplicar en ellos la metodología de fallos y errores con el fin de determinar su probabilidad de ocurrencia para poder reducir al máximo esta probabilidad con la toma de decisiones y medidas de control adecuadas.

CAPÍTULO VI

6.- PROPUESTA

“DISEÑO DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA HIDRÁULICA PARA EL MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS DE TRANSMISIÓN DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PESADO Y SU IMPLEMENTACIÓN CON LA FINALIDAD DE EVITAR RIESGOS LABORALES EN TALLERES AUTOMOTRICES.”

6.1. Datos informativos

Este trabajo está enfocado a reducir al máximo la probabilidad de ocurrencia del riesgo mecánico “fatalidad por aplastamiento en el montaje y desmontaje de cajas de transmisión”, con el fin de garantizar de mejor manera la seguridad de los trabajadores de la Mecánica Automotriz Villegas ubicada en la provincia de Tungurahua en la ciudad de Pelileo, Vía a Huambaló, además se logrará que este proceso de mantenimiento sea realizado de manera más tecnificada y eficiente.

Para el desarrollo de la plataforma de elevación hidráulica se necesitará de un mecanismo que permita alcanzar una altura máxima de 80 cm a partir del piso en que este se apoye y que de igual manera tenga una altura inicial lo más baja posible con el objetivo de que se pueda manipular fácilmente la caja de transmisión una vez que se la haya desmontado. También la estructura de la plataforma debe ser capaz de soportar una carga de 1000 Kg, además se deben tomar en cuenta varios parámetros como son: espacio disponible, entorno en que deberá trabajar la máquina, movimientos requeridos, resistencia, ergonomía etc. de tal manera que se logre cubrir sin ningún tipo de problemas todas las especificaciones que se tienen para la realización de este trabajo.

6.2. Antecedentes de la propuesta

Existen proyectos de investigación relacionados al diseño de elevadores hidráulicos enfocados a elevar un determinado tipo de carga, es así que en la Escuela Politécnica del Ejército en la Carrera de Ingeniería Automotriz se elaboró un tema de tesis con el nombre de “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR ELECTRO HIDRÁULICO TIPO TIJERA DE BAJA ALTURA PARA VEHÍCULOS DE HASTA DOS TONELADAS”, la misma fue desarrollada por los Sres. Luis Gonzalo Tarco Álvarez y Oscar Vinicio Villavicencio Salazar en el año 2010 y trata sobre el diseño de un elevador de tijeras que está constituido por una estructura metálica y un circuito hidráulico impulsado por un motor eléctrico. Una de las características importantes de este elevador de tijeras es el posicionamiento a una altura adecuada en la cual se logra realizar diferentes tipos de trabajos necesarios para el mantenimiento preventivo y correctivo de un auto motor, además su plataforma se acopla a la base del vehículo generando el levamiento total de la parte inferior del chasis, con total estabilidad, esto permite que los trabajadores puedan realizar los trabajos de mantenimiento de forma segura.

Otro proyecto de investigación realizado en la Universidad Técnica de Ambato en la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica como tema de tesis previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico con el nombre de “SISTEMAS ERGONÓMICOS APLICADOS AL MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE VEHÍCULOS AUTOMOTORES LIVIANOS PARA FACILITAR SU FUNCIONALIDAD”, realizado por el Sr. Fernando Paúl Vargas Cuaical y en la cual propone el diseño de una grúa oleohidráulica que presente parámetros de seguridad y facilite la funcionalidad a los trabajadores de la mecánica automotriz Rivera al realizarse el montaje y desmontaje de motores de vehículos automotores livianos con el fin de disminuir el riesgo laboral y posibles trastornos musco esqueléticos que pueden sufrir los trabajadores durante la realización de sus actividades.

6.3 Justificación

Cada vez se incrementa más la demanda de productos y servicios que se derivan o tienen lugar a través del gran incremento del parque automotor en el país, esto da lugar también al aumento de talleres automotrices que brindan servicios de mantenimiento a diferentes tipos de vehículos, uno de los tipos de talleres son los que brindan servicio a vehículos de transporte pesado y que al ser de gran magnitud están compuestos de elementos de gran peso y tamaño, es así que para realizar mantenimiento a este tipo de vehículos se necesitan de herramientas y máquinas que permitan manipular con facilidad los componentes de gran magnitud.

Es difícil encontrar en el mercado herramientas o máquinas que estén diseñadas con fines específicos, por tales motivos los trabajadores de estos talleres han ideado métodos o han adquirido máquinas que en su mayoría no son las adecuadas y que generan riesgos para los trabajadores que están involucrados en algún tipo de mantenimiento en el cual deban desmontar elementos de gran tamaño y peso, uno de esos procesos es el montaje y desmontaje de cajas de transmisión en el cual los riesgos específicamente de índole mecánicos están presentes exponiendo así a los trabajadores, por tales motivos es de gran importancia apoyar estas pequeñas empresas y negocios ya que con el mejoramiento continuo en lo referente a seguridad y optimización de procesos, las mismas podrán ser más competitivas y seguir contribuyendo con el desarrollo del país.

Es así que con un adecuado diseño que se base en proteger la integridad física del operario y que cumpla con todas las características que se necesita para realizar el montaje y desmontaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesados se lograra reducir al máximo los riesgos y evitar así que se generen accidentes laborales, además de optimizar el proceso permitiendo de esta manera que los trabajadores laboren de forma más segura y con los más mínimos percances posibles en la realización diaria de su trabajo

6.4 Objetivos

6.4.1 Objetivo General

Diseñar e implementar una plataforma elevadora hidráulica para reducir al máximo los riesgos mecánicos existentes en el proceso de montaje y desmontaje de cajas de transmisión en la Mecánica Automotriz Villegas.

6.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar los requerimientos necesarios para el montaje y desmontaje de las cajas de transmisión de vehículos pesados.
- Diseñar la plataforma elevadora en función de los parámetros requeridos.
- Determinar el circuito hidráulico de la plataforma elevadora de acuerdo a la capacidad de carga a la que va estar sometida.
- Seleccionar los materiales más adecuados que se encuentren disponibles en el mercado y que cumplan con los parámetros de diseño previamente establecidos.
- Construir la plataforma hidráulica y verificar su correcto funcionamiento.
- Implementar la plataforma hidráulica en el taller automotriz Villegas y realizar las respectivas pruebas de funcionamiento.

6.5 Análisis de factibilidad

6.5.1 Análisis Técnico

La realización de la propuesta es totalmente factible ya que se cuenta con el talento humano con criterio bien fundamentado y que apoyado en la información existente acerca del tema tomara decisiones encaminadas al aprovechamiento de los materiales, equipos y procesos existentes en el mercado nacional con la finalidad de coordinar, optimizar y agilizar la construcción de la plataforma elevadora hidráulica.

6.6 Fundamentación

6.6.1 Parámetros de Diseño

Para cumplir con las necesidades expuestas anteriormente se determinó que el mecanismo que más se adapta a los requerimientos establecidos es el elevador de tijeras, el cual tiene diferentes configuraciones de acuerdo a su uso y al medio en el que va a trabajar, los parámetros y condiciones mencionados con anterioridad se tomarán en cuenta a continuación para obtener una configuración que satisfaga las condiciones y exigencias que se son necesarias para poder realizar la elevación y descenso del sistema de transmisión de vehículos pesados y proceder así con su respectivo mantenimiento.

Los parámetros iniciales que se tomarán en cuenta para el diseño del elevador de tijeras son:

Tabla 6.1: Consideraciones iniciales para el diseño del elevador de tijeras.

Parámetro	Valor	Unidad
Carga máxima a elevar	1000	Kg
Altura máxima inicial de la plataforma	0,25	m
Altura máxima de elevación	0,8	m
Desplazamiento lineal de la plataforma	0,3	m
Ancho máximo de la plataforma	0,5	m
Longitud del elevador	1	m

Elaborado por: Miguel Villegas.

Con estos parámetros se iniciará el diseño determinado la configuración geométrica del elevador de tijeras, en la cual se establecerán las dimensiones de los elementos de tal manera que se pueda cumplir con todas las necesidades de elevación de la carga y con esto poder determinar la fuerza necesaria del pistón hidráulico en función de la geometría del elevador de tijeras y de la ubicación del pistón, para luego seguir con el cálculo de la estructura y de todos y cada uno de los elementos pertenecientes a la plataforma de elevación hidráulica.

En la figura 6.1 se puede observar que cuando el ángulo θ sufre un pequeño incremento la fuerza generada por el peso de la carga W realiza un trabajo en la dirección y , de la misma manera la fuerza del pistón F_p realiza un trabajo en la dirección de C , de esta manera siendo δy y δL_p los desplazamientos virtuales de W y de F_p respectivamente, se puede plantear la siguiente ecuación de trabajo virtual para un desplazamiento de $\delta\theta$.

$$\begin{aligned} \delta U &= 0 \\ -\frac{w}{2} \cdot \delta y + \frac{1}{2} F_p \cdot \delta L_p &= 0 \end{aligned}$$

Ecuación 6.1

Despejando se obtiene:

$$F_p = \frac{w \cdot \delta y}{\delta L_p}$$

Ecuación 6.2

Luego siendo:

$$y = b \cdot \sin \theta$$

Y derivando en función del ángulo θ se tiene que:

$$\delta y = b \cdot \cos \theta \delta \theta$$

Ecuación 6.3

También de la figura 6.1 podemos deducir que:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{Z}{d} \right)$$

$$\beta = \gamma + \theta$$

$$\beta = \left[\tan^{-1} \left(\frac{Z}{d} \right) + \theta \right]$$

Luego:

$$c = b \cdot \cos \theta$$

Aplicando la ley de senos para encontrar α tenemos:

$$\frac{\sin \alpha}{s} = \frac{\sin \beta}{Lp}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{(R + e) \cdot \sin \beta}{Lp} \right)$$

Ecuación 6.4

Y poniendo s en función de los elementos principales del elevador:

$$R = \sqrt{d^2 + z^2}$$

$$s = R + e$$

$$s = \sqrt{d^2 + z^2} + e$$

Luego aplicando la ley de cosenos para encontrar Lp se tiene:

$$Lp^2 = s^2 + c^2 - 2 s \cdot c \cdot \cos \beta$$

Ecuación 6.5

Reemplazando R , Lp y β en la ecuación 6.4 tenemos:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{(\sqrt{d^2 + z^2} + e) \sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)}{\sqrt{(\sqrt{d^2 + z^2} + e)^2 + b^2 \cdot (\cos \theta)^2 - 2 \left((\sqrt{d^2 + z^2} + e) b \cdot \cos \theta \right) \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)}} \right)$$

Ecuación 6.6

Reemplazando los valores de s, c, β en la ecuación 6.5 tenemos:

$$L_p^2 = \left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right)^2 + b^2 \cdot (\cos \theta)^2 - 2 \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cdot \cos \theta \right) \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)$$

Derivando:

$$\begin{aligned} 2L_p \cdot \delta L_p = & 2b^2 \cdot \cos \theta \cdot (-\sin \theta) \\ & - 2 \left[\left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cos \theta \right) \left(-\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \right) \right. \\ & \left. + \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \right) (-\sin \theta) \right] \end{aligned}$$

Luego despejando δL_p y reemplazando L_p se tiene:

$$\delta L_p = \frac{b^2 \cdot \cos \theta (-\sin \theta) - \left[\left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cos \theta \right) \left(-\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \right) + \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \right) (-\sin \theta) \right]}{\sqrt{\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right)^2 + b^2 \cdot (\cos \theta)^2 - 2 \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cdot \cos \theta \right) \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)}}$$

Reemplazando δy y δL_p en la ecuación (6.2) obtenemos que la fuerza del pistón en función del ángulo de inclinación y de su configuración geométrica es:

$$F_p = \frac{w \cdot b \cdot \cos \theta \cdot \sqrt{\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right)^2 + b^2 \cdot (\cos \theta)^2 - 2 \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cdot \cos \theta \right) \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)}}{b^2 \cdot \cos \theta (-\sin \theta) - \left[\left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \cos \theta \right) \left(-\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \right) + \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right) \left(\left(\sqrt{d^2 + z^2} + e\right) b \right) (-\sin \theta) \right]}$$

Ecuación 6.7

Considerando los valores iniciales que debe tener el elevador se asumen los siguientes valores para los elementos principales de la estructura ya que con los mismos se logran satisfacer los valores iniciales que debe tener el elevador.

Tabla 6.2: Valores para la estructura del elevador.

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud del brazo de tijera (b)	1,05	m
Distancia a la barra soporte de pistón (d)	0,588	m
Altura perpendicular de placa transmisora de fuerza (z)	0,058	m
Distancia de placa trasmisora de fuerza (e)	0,062	m

Elaborado por: Miguel Villegas.

Con estos valores y asumiendo un ángulo inicial de $\theta = 5^\circ$ se calcularán los todos los valores correspondientes para determinar la fuerza requerida por el pistón hidráulico para elevar la carga W de 9800 N, utilizando la ecuación 6.5 y reemplazando valores en la misma se tiene:

$$F_p = \frac{9800 \cdot 1,05 \cdot \cos 5 \sqrt{(\sqrt{(0,588)^2 + (0,058)^2 + 0,062)^2 + (1,05)^2 \cdot (\cos 5)^2} - 2 \left((\sqrt{(0,588)^2 + (0,058)^2 + 0,062) \cdot 1,05 \cdot \cos 5 \right) \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{0,058}{0,588} \right) + 5 \right)}{(1,05)^2 \cdot \cos 5 (-\sin 5) - \left[\left((\sqrt{(0,588)^2 + 0,058^2 + 0,062) \cdot 1,05 \cdot \cos 5 \right) (-\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{0,058}{0,588} \right) + 5 \right)) + \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{0,058}{0,588} \right) + 5 \right) \left((\sqrt{(0,588)^2 + 0,058^2 + 0,062) \cdot 1,05 \right) (-\sin 5) \right]}$$

$$F_p = \frac{10250,843 \sqrt{0,42622 + 1,09413 - 1,34232}}{-0,095724 + 0,1847}$$

$F_p = 48593,841 \text{ N}$

A continuación se realizará una tabla para analizar la variación de la fuerza del pistón en función del ángulo θ y también se calculará el ángulo de inclinación del pistón α .

Tabla 6.3: Variación de fuerza del pistón en función del ángulo de inclinación.

Angulo de inclinación θ (grados)	Angulo de inclinación del pistón α (grados)	Fuerza del pistón(N)
5	16,590	48593,841
10	23,462	41455,983
15	29,705	37290,337
20	35,355	34776,558
25	40,472	33294,449
30	45,124	32529,549
35	49,379	32325,568

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la tabla 6.10 se puede observar que los valores de la fuerza del pistón decrecen al aumentar el ángulo de inclinación de las barras del mecanismo de tijeras que se logra con la elevación del pistón hidráulico y por ende con el aumento del ángulo de inclinación del mismo de esto se puede deducir que también los esfuerzos en la estructura del elevador de tijeras disminuirán concluyendo así que la estructura va a estar sometida a mayores esfuerzos al inicio de elevación en donde tiene que vencer la inercia y fricción del sistema.

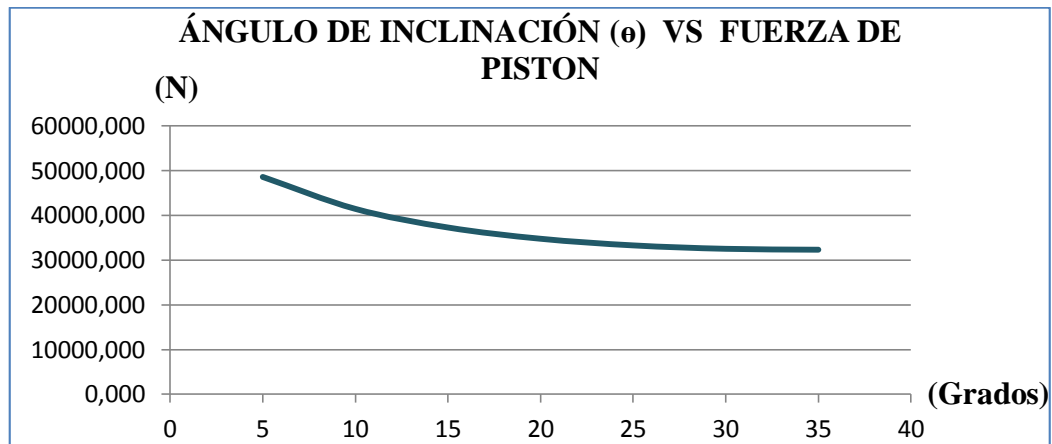


Gráfico 6.1: Variación de la fuerza del pistón en función del ángulo de inclinación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Para la realización de los demás cálculos de la estructura se utilizará el valor de **48593,841 N** que es el valor máximo de esfuerzo al que va a estar sometida la estructura en su posición inicial, en el resto de su movimiento los esfuerzos disminuirán habiendo cubierto los cálculos para estos.

6.6.3 Cálculo de fuerzas resultantes en el punto F de la estructura de tijeras

Se necesita saber los esfuerzos presentes en punto F, estos esfuerzos son el resultado de la fuerza del pistón que se aplica a la barra transmisora de fuerza que a su vez genera cargas puntuales y momentos torsores en las barras de la estructura del elevador de tijeras y que deben ser consideradas para el diseño de los eslabones del elevador, con estos fines se presenta la siguiente figura que como en el caso anterior se representa la estructura del elevador en un solo plano debido a que se trata de una estructura simétrica, en la figura 6.2 se puede apreciar la fuerza del pistón y la distancia perpendicular $dp1$ la cual se calculara en primera instancia para conocer el valor del momento que se genera en el extremo final del mismo.

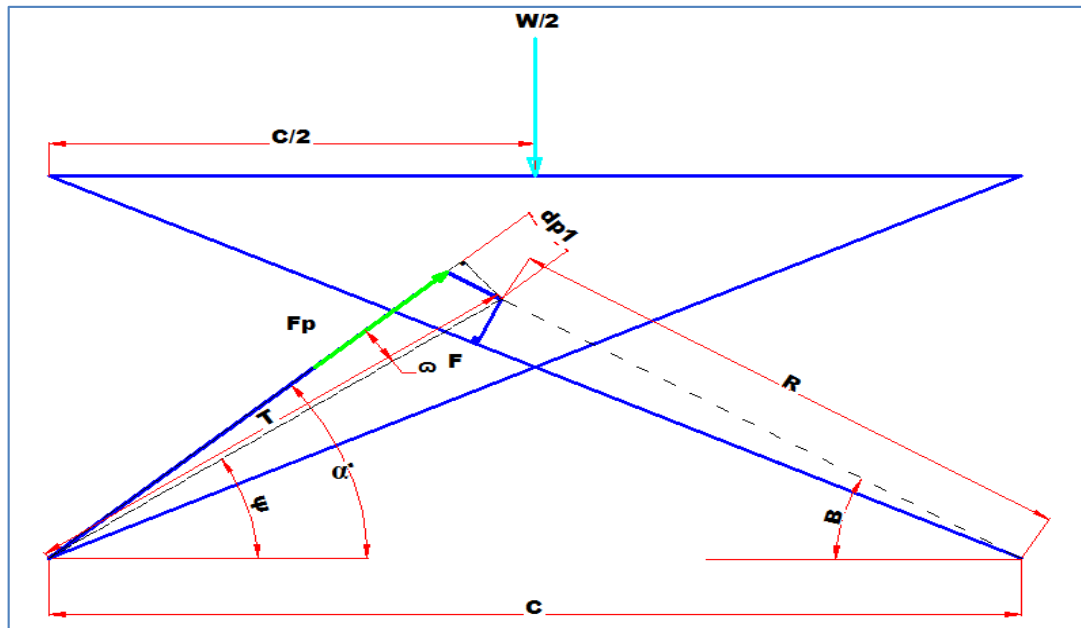


Figura 6.2: Geometría del elevador de tijeras.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Por lo tanto de la figura se tiene que:

$$T^2 = R^2 + c^2 - 2Rc \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)$$

$$T = \sqrt{(d^2 + z^2) + b^2 \cdot (\cos \theta)^2 - 2\sqrt{d^2 + z^2} \cdot b \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{z}{d} \right) + \theta \right)}$$

Ecuación 6.8

Calculando T con la ecuación anterior tenemos:

$$T = \sqrt{(0,588^2 + 0,058^2) + 1,05^2 \cdot (\cos 5)^2 - 2\sqrt{0,588^2 + 0,058^2} \cdot 1,05 \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{0,058}{0,588} \right) + 5 \right)}$$

$$\mathbf{T = 0,4779 \text{ m}}$$

También tenemos de la figura 6.2 que:

$$\varphi = \sin^{-1}\left(\frac{R \cdot \text{sen } \beta}{T}\right)$$

$$\varphi = \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{d^2 + z^2} \cdot \text{sen}\left(\tan^{-1}\left(\frac{z}{d}\right) + \theta\right)}{T}\right)$$

Ecuación 6.9

Luego:

$$\omega = \alpha - \varphi$$

$$\omega = \sin^{-1}\left(\frac{(\sqrt{d^2 + z^2} + e) \text{sen}\left(\tan^{-1}\left(\frac{z}{d}\right) + \theta\right)}{Lp}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{d^2 + z^2} \cdot \text{sen}\left(\tan^{-1}\left(\frac{z}{d}\right) + \theta\right)}{T}\right)$$

Ecuación 6.10

Reemplazando valores:

$$\omega = 16,59 - 13,19$$

$$\omega = 3,4^\circ$$

De esta manera:

$$\text{sen } \omega = \frac{dp1}{T}$$

$$dp1 = T \cdot \text{sen } \omega$$

Ecuación 6.11

Calculando dp1 tenemos:

$$dp1 = 0,4779 \text{ m} \cdot (\text{sen } 3,4)$$

$$\mathbf{dp1 = 0,02836 \text{ m}}$$

Luego calculamos la distancia perpendicular a la fuerza trasladada del pistón dp2, valor que servirá para el cálculo de fuerzas y momentos resultantes en el punto F.

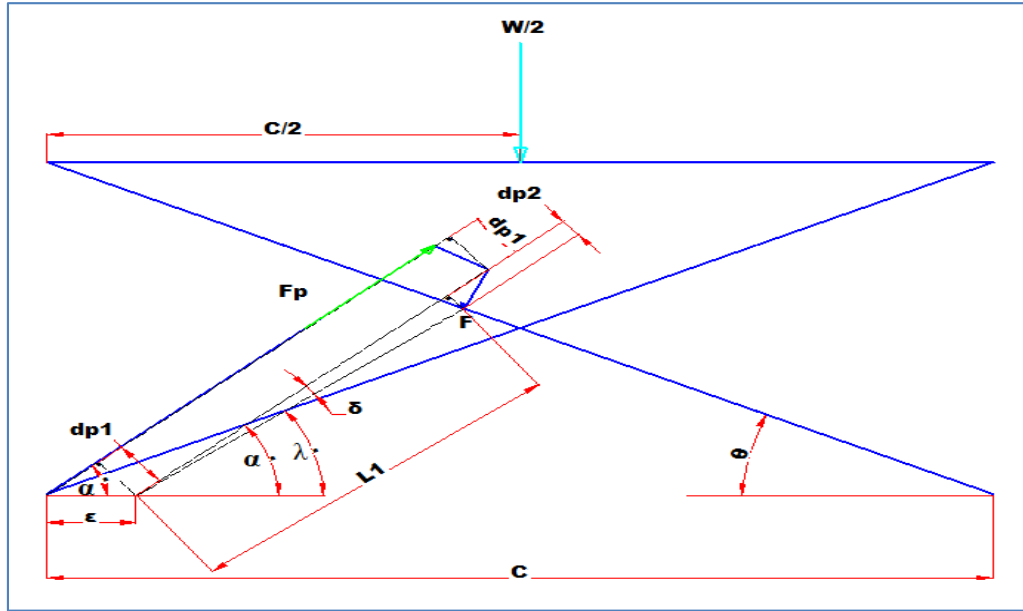


Figura 6.3: Geometría del elevador de tijeras para cálculo de dp2.

Elaborado por: Miguel Villegas.

De la figura 6.3 tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{dp1}{\sin \alpha}$$

$$\lambda = \sin^{-1} \left(\frac{d \cdot \sin \theta}{L1} \right)$$

Ecuación 6.12

Y:

$$L1 = \sqrt{d^2 + \left[(b \cdot \cos \theta) - \left(\frac{dp1}{\sin \alpha} \right) \right]^2 - 2 \left(b \cdot \cos \theta - \frac{dp1}{\sin \alpha} \right) d \cdot \cos \theta}$$

Ecuación 6.13

Reemplazando valores:

$$L1 = \sqrt{0,588^2 + \left[(1,05 \cdot \cos 5) - \left(\frac{0,02836}{\sin 16,59} \right) \right]^2 - 2 \left(1,05 \cdot \cos 5 - \frac{0,02836}{\sin 16,59} \right) 0,588 \cdot \cos 5}$$

$$L1 = \sqrt{0,588^2 + \left[(1,05 \cdot \cos 5) - \left(\frac{0,02836}{\sin 16,59} \right) \right]^2 - 2 \left(1,05 \cdot \cos 5 - \frac{0,02836}{\sin 16,59} \right) 0,588 \cdot \cos 5}$$

$$\mathbf{L1 = 0,36453 \text{ m}}$$

Finalmente:

$$\delta = \alpha - \lambda$$

$$dp2 = L1 \cdot \sin \delta$$

Ecuación 6.14

Reemplazando valores en la ecuación 6,12 tenemos:

$$\lambda = \sin^{-1} \left(\frac{0,588 \cdot \sin 5}{0,3653} \right)$$

$$\mathbf{\lambda = 8,08^\circ}$$

Y:

$$\delta = 16,59 - 8,08$$

$$\mathbf{\delta = 8,51^\circ}$$

Finalmente utilizando la ecuación dp2:

$$dp2 = 0,36453 \text{ m} \cdot \sin 8,51$$

$$\mathbf{dp2 = 0,05394 \text{ m}}$$

Con este valor procedemos al cálculo de las reacciones y momentos resultantes en el elemento 1 mostrado en la siguiente figura

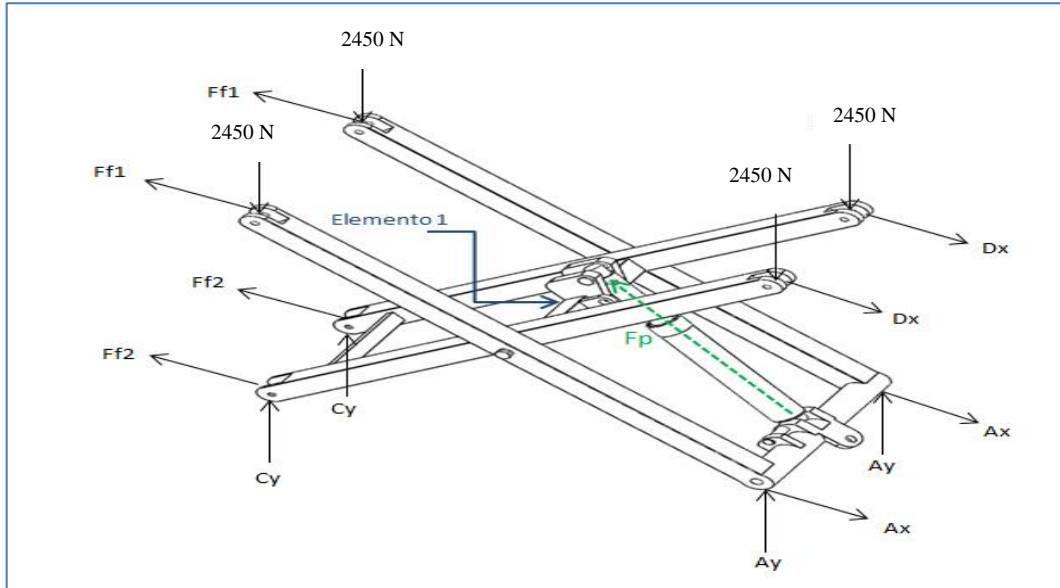


Figura 6.4: Fuerzas presentes en la estructura del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Realizado el diagrama de cuerpo libre del elemento 1 se puede visualizar de mejor manera las fuerzas que actúan y como estas se transmiten a través de la barra trasmisora de potencia.

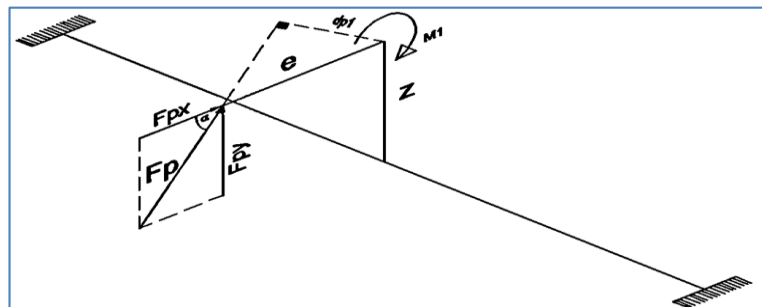


Figura 6.5: Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 1).

Elaborado por: Miguel Villegas.

De esta manera calculamos el valor del momento 1 que está dado por:

$$M1 = Fp \cdot dp1$$

$$M1 = 48593,841 \text{ N} \cdot 0,02836 \text{ m}$$

$$\mathbf{M1 = 1378,121 \text{ N.m}}$$

Trasportando la carga y con el M1 calculado se tiene el siguiente estado de fuerzas y momentos.

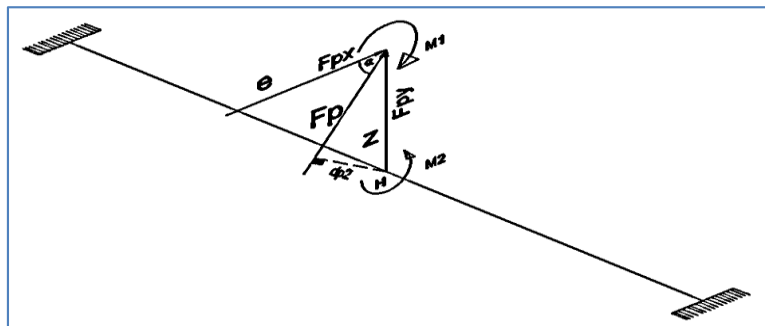


Figura 6.6: Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 2).

Elaborado por: Miguel Villegas.

De donde determinamos el valor del momento M2.

$$\curvearrowright \Sigma MH = 0$$

$$M2 - M1 - Fp \cdot dp2 = 0$$

$$M2 = M1 + Fp \cdot dp2$$

$$M2 = 1378,121 \text{ N.m} + 48593,841 \text{ N} \cdot 0,05394 \text{ m}$$

$$\mathbf{M2 = MH = 3999,273 \text{ N.m}}$$

Así tenemos las fuerzas y momentos resultantes en el punto H perteneciente al elemento 1, en el mismo se puede observar cargas puntuales y el momento M2 que ya fue calculado.

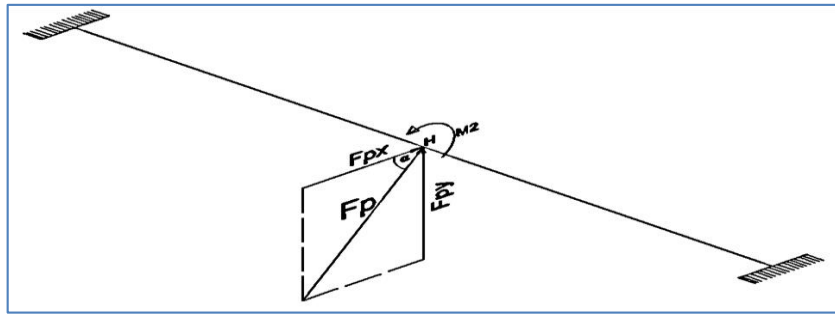


Figura 6.7: Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 (estado de fuerzas 3).

Elaborado por: Miguel Villegas.

Calculando las componentes de la fuerza presente en el punto H se tiene los valores de fuerza que se transmitirán a los extremos.

$$F_{py} = F_p \cdot \sin \alpha$$

$$F_{px} = F_p \cdot \cos \alpha$$

$$F_{py} = 48593,841 \text{ N} \cdot \sin 16,59$$

$$F_{px} = 48593,841 \text{ N} \cdot \cos 16,59$$

$$\mathbf{F_{py} = 13874,567 \text{ N}}$$

$$\mathbf{F_{px} = 46570,997 \text{ N}}$$

Una vez encontrados los valores de la fuerza y del momento que actúa en el punto H debemos encontrar las reacciones en los extremos, con tales fines se realizara el siguiente análisis en el cual se aplicara el método de la doble integración a la ecuación de momentos ya que nos encontramos con un viga hiperestática es decir una viga en la cual número de reacciones en sus extremos supera la cantidad de ecuaciones de equilibrio disponibles para el sistema.

De esta manera tratando al elemento 1 como una viga hiperestática y aplicando el método de la doble integración se tiene lo siguiente.

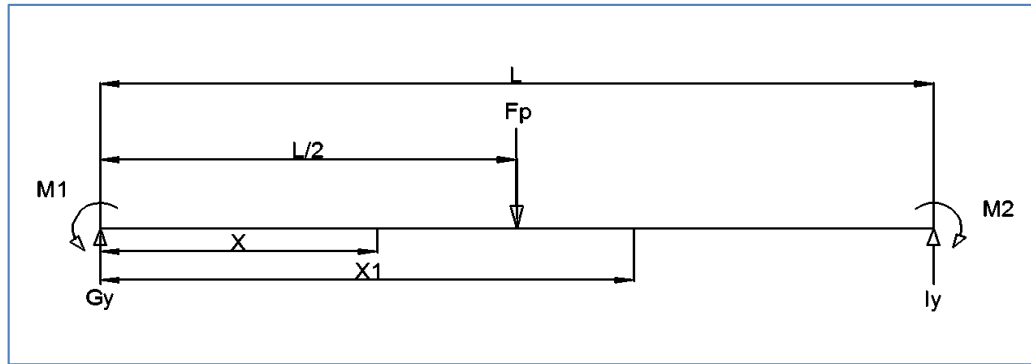


Figura 6.8: Elemento 1 tratado como viga hiperestática.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ecuación de momentos:

$$M_x = G_y \cdot x - M_1 \quad 0 \leq x \leq L/2$$

Ecuación 6.15

$$M_{x_1} = G_y \cdot x_1 - M_1 - F_p \left(x_1 - \frac{L}{2} \right) \quad L/2 \leq x_1 \leq L$$

Ecuación 6.16

Ecuación diferencial de la elástica de la ecuación 6.15

$$E \cdot I \cdot Y'' = G_y \cdot x - M_1$$

$$E \cdot I \cdot Y' = \frac{G_y \cdot x^2}{2} - M_1 \cdot x + C_1$$

Ecuación 6.17

$$E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} = \frac{G_y \cdot x^3}{6} - \frac{M_1 \cdot x^2}{2} + C_1 \cdot x + C_2$$

Ecuación 6.18

$$\text{Para } x = 0 \quad \left[\left(\frac{dy}{dx} \right); y \right] = 0$$

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

Ecuación diferencial de la elástica de la ecuación 6.16

$$E. I. Y'' = Gy. x1 - M1 - Fp \left(x1 - \frac{L}{2} \right)$$

$$E. I. Y' = \frac{Gy. x1^2}{2} - M1. x - \frac{Fp \left(x1 - \frac{L}{2} \right)^2}{2} + C3$$

Ecuación 6.19

$$E. I. \frac{dy}{dx} = \frac{Gy. x1^3}{6} - \frac{M1. x^2}{2} + \frac{Fp \left(x1 - \frac{L}{2} \right)^3}{6} + C3. x1 + C4$$

Ecuación 6.20

Igualando las ecuaciones 6.17 y 6.19, cuando $x = x1 = L/2$

$$\frac{Gy. x^2}{2} - M1. x = \frac{Gy. x1^2}{2} - M1. x + \frac{Fp \left(x1 - \frac{L}{2} \right)^2}{2} + C3$$

$$\frac{Gy. \left(\frac{L}{2} \right)^2}{2} - M1. \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{Gy. \left(\frac{L}{2} \right)^2}{2} - M1. \left(\frac{L}{2} \right) + \frac{Fp \left(\frac{L}{2} - \frac{L}{2} \right)^2}{2} + C3$$

$$C3 = 0$$

También igualando las ecuaciones 6.18 y 6.20, cuando $x = x1 = L/2$

$$\frac{Gy. x^3}{6} - \frac{M1. x^2}{2} = \frac{Gy. x1^3}{6} - \frac{M1. x^2}{2} + \frac{Fp \left(x1 - \frac{L}{2} \right)^3}{6} + C3. x1 + C4$$

$$\frac{Gy. \left(\frac{L}{2} \right)^3}{6} - \frac{M1. \left(\frac{L}{2} \right)^2}{2} = \frac{Gy. \left(\frac{L}{2} \right)^3}{6} - \frac{M1. \left(\frac{L}{2} \right)^2}{2} + \frac{Fp \left(\frac{L}{2} - \frac{L}{2} \right)^3}{6} + C3. x1 + C4$$

$$C4 = 0$$

$$\text{Para } x = x1 = L \quad ; \quad \left[\frac{dy}{dx} ; y \right] = 0$$

Reemplazando en la ecuación 6,19 se tiene:

$$\frac{Gy \cdot L^2}{2} - M1 \cdot L - \frac{Fp \cdot L^2}{8} = 0$$

Ecuación 6.21

De la misma forma si se reemplaza en la ecuación 6.20 se tiene:

$$\frac{Gy \cdot L^3}{6} - \frac{M1 \cdot L^2}{2} + \frac{Fp \left(L - \frac{L}{2}\right)^3}{6} = 0$$

$$Gy = \frac{3M1}{L} + \frac{Fp}{8}$$

Ecuación 6.22

Ahora reemplazando la ecuación 6.22 en la ecuación 6.21 tenemos:

$$\frac{\left(\frac{3M1}{L} + \frac{Fp}{8}\right) \cdot L^2}{2} - M1 \cdot L - \frac{Fp \cdot L^2}{8} = 0$$

$$M1 = \frac{Fp \cdot L}{8}$$

Ecuación 6.23

Por lo tanto el valor de M1 es:

$$M1 = \frac{48593,841 \text{ N} \cdot 0,246\text{m}}{8}$$

$$M1 = 1494,261 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y por simetría tenemos que:

$$M1 = M2$$

$$Gy = Ix = \frac{Fp}{2}$$

$$Gy = 24296,921 \text{ N}$$

De esta manera las fuerzas resultantes en el punto F quedan representadas en la estructura de la siguiente manera.

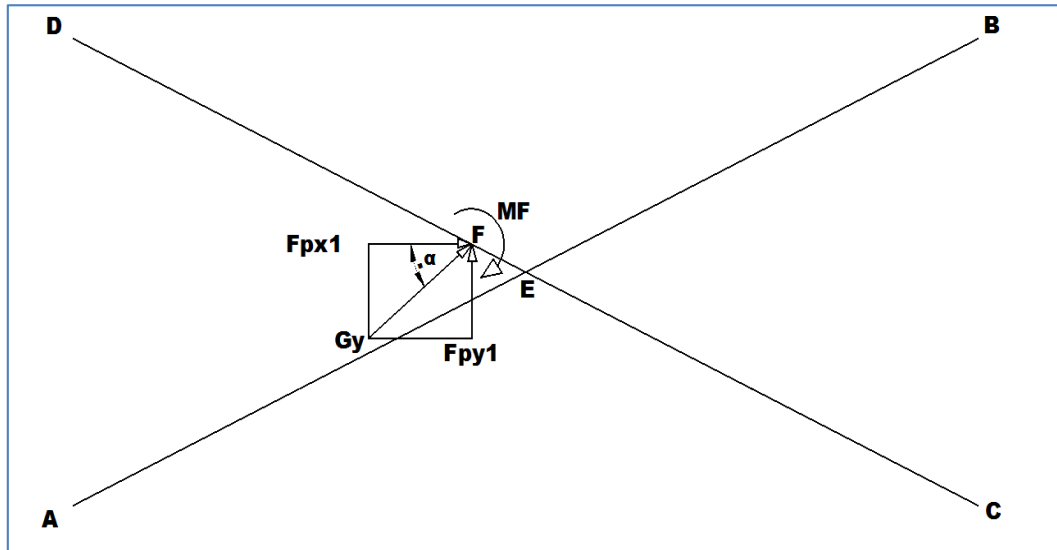


Figura 6.9: Fuerzas resultantes en el punto F.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En donde:

$$F_{px1} = G_y \cdot \cos \alpha$$

$$F_{px1} = 24296,921 \text{ N} \cdot \cos 16,59$$

$$\mathbf{F_{px1} = 23285,499 \text{ N}}$$

$$F_{py1} = G_y \cdot \sin \alpha$$

$$F_{py1} = 24296,921 \text{ N} \cdot \sin 16,59$$

$$\mathbf{F_{py1} = 6937,284 \text{ N}}$$

$$MF = \frac{MH}{2} 1999,637 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\mathbf{MF = 1999,637 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Las fuerzas y momentos resultantes en punto F serán tomados en cuenta para la selección del perfil de elemento AB además este elemento estará sometido a torsión producido por el momento torsor M2 que tiene un valor de 1494,261 N. m.

6.6.4 Selección del perfil para el elemento 1

Con los valores calculados anteriormente realizamos el diagrama de cuerpo libre del elemento 1 y procedemos a trazar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector con la finalidad de encontrar el valor del momento máximo que servirá para seleccionar el perfil adecuado para este elemento.

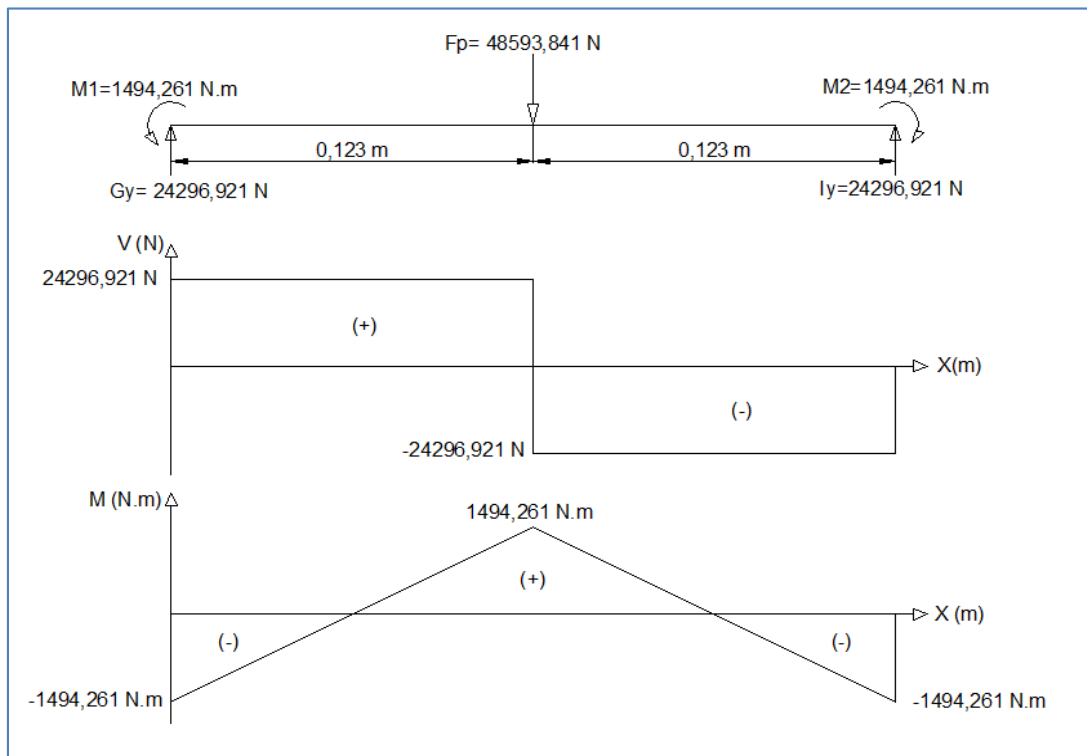


Figura 6.10: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento 1.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El grafico anterior muestra que el valor de momento flector máximo es:

$$\mathbf{M_{max} = 1494,261 \text{ N.m}}$$

Con lo que se puede calcular el esfuerzo por flexión al que está sometido el elemento que soporta directamente la fuerza generada por el pistón para elevar la carga.

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{s}$$

Ecuación 6.24

Se selecciona por sus propiedades mecánicas y por ser un material de fácil adquisición en el mercado nacional un perfil estructural cuadrado ASTM A-500 de 50x50 mm que tiene las siguientes propiedades.

$$S_y = 269 \text{ MPa}$$

$$A = 2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$s = 2,083 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Calculando el esfuerzo por flexión con la ecuación 6.23 se tiene:

$$\sigma_f = \frac{1494,261 \text{ N.m}}{2,083 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 71,736 \text{ MPa}$$

Con la ecuación general del factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

Ecuación 6.25

Determinamos si el factor de seguridad está dentro de un rango razonable para que resista los esfuerzos por flexión.

$$n = \frac{269 \text{ Mpa}}{71,736 \text{ Mpa}}$$

$$n = 3,7$$

También el elemento 1 va a estar sometido a esfuerzo por torsión producido por el momento MT calculado con anterioridad para lo mismo se utilizara el esfuerzo máximo por torsión para una sección cuadrada.

$$\tau_{\max} = \frac{4,8 \cdot MT}{L^3}$$

Ecuación 6.26

Reemplazando valores tenemos:

$$\tau_{\max} = \frac{3999,273 * (4,8)}{0,05^3}$$

$$\tau_{\max} = 153,572 \text{ Mpa}$$

Con esto determinamos si el factor de seguridad está dentro de un rango razonable para que resista los esfuerzos por Torsión.

$$n = \frac{269 \text{ MPa}}{169,5 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,6$$

Con los dos factores de seguridad calculados tanto para el esfuerzo por flexión como también para el esfuerzo por torsión que son los esfuerzos al que va a estar sometido el elemento 1 se nota que el esfuerzo por torsión es el que predomina ya que es mucho mayor que el esfuerzo por flexión que presenta un factor de seguridad mucho más alto. De igual manera ya que el factor de seguridad para el esfuerzo por torsión es todavía viable y se encuentra dentro de un rango razonable, además tomando en cuenta que el valor de carga para el que se está diseñando está por encima de los valores estándar de las cajas de transmisión y que fue tomado como medida adicional de seguridad, se concluye que perfil seleccionado es el adecuado para que pueda soportar los esfuerzos al que va a estar expuesto durante su trabajo.

6.6.5 Cálculo de fuerzas presentes en los brazos de la estructura del elevador de tijeras de tijeras

Las fuerzas presentes en la estructura son las que resultan de la carga que va a soportar la estructura, la fuerza generada por el pistón hidráulico, las fuerzas de fricción y las reacciones en los apoyos.

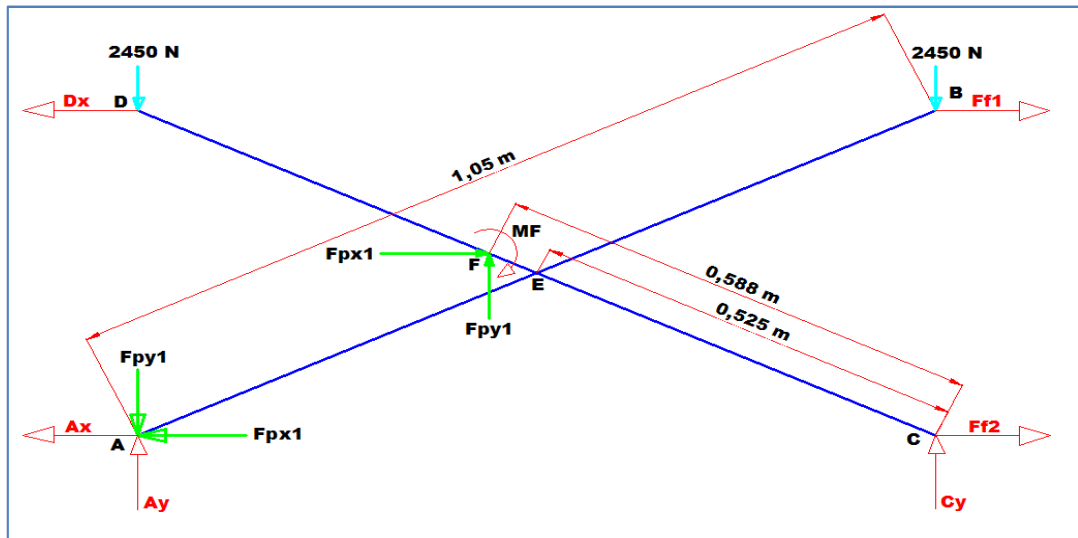


Figura 6.11: Fuerzas presentes en la estructura del elevador de tijeras.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Para el cálculo de reacciones se analizara a cada elemento por separado teniendo en cuenta todas las fuerzas presentes en los mismos y utilizando los valores que ya fueron calculados y utilizando un coeficiente de fricción de 0,14.

$$F_{py1} = 6937,288 \text{ N}$$

$$F_{px1} = 23285,499 \text{ N}$$

$$F_{f2} = 0,14 C_y$$

$$D_x = 2450 \text{ N} * 0,14 = 343 \text{ N}$$

$$M_F = 1999,637 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Barra C-D

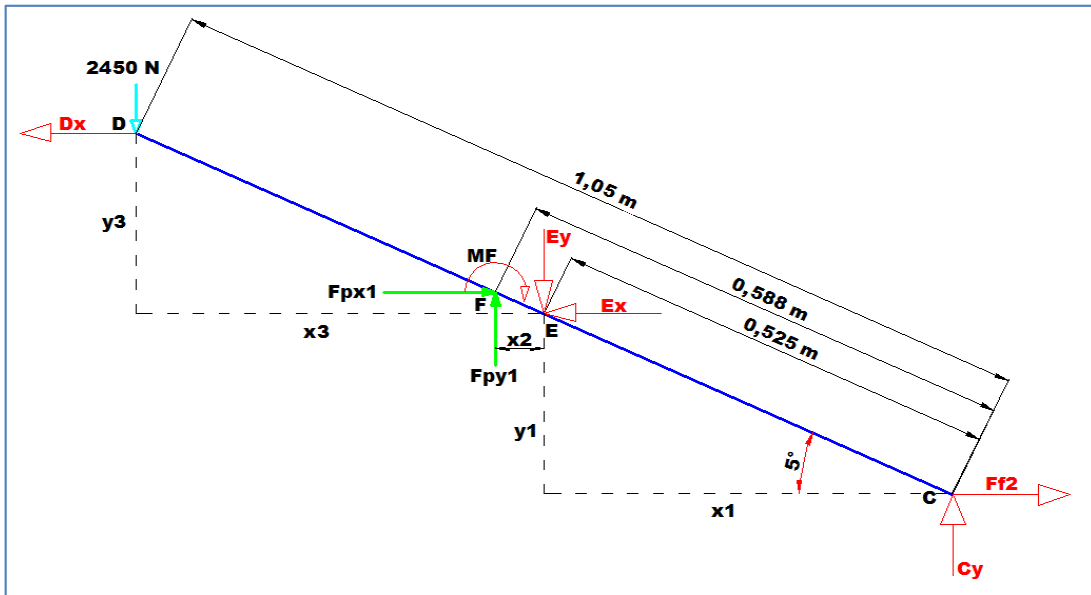


Figura 6.12: Diagrama de cuerpo libre del elemento CD.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Del diagrama anterior se tiene que:

$$x1 = 0,525 \text{ m} * \cos 5$$

$$x1 = 0,523 \text{ m} = x3$$

$$y1 = 0,525 \text{ m} * \sin 5$$

$$y1 = 0,0458 \text{ m} = y3$$

$$x2 = 0,063 \text{ m} * \cos 5$$

$$x2 = 0,0628 \text{ m}$$

$$y2 = 0,063 \text{ m} * \sin 5$$

$$y2 = 0,005491 \text{ m}$$

$$\curvearrowright \Sigma ME = 0$$

$$Ff2.y1 + Cy.x1 - Fpy1.x2 - Fpx1.y2 + Dx.y3 + 2450.x3 - MF = 0$$

$$0,14 Cy * 0,0458 + 0,523 Cy - 435,662 - 127,861 + 15,709 + 1281,35 - 1999,637 = 0$$

$$0,529 Cy = 1266,061 \text{ N}$$

$$Cy = 2393,31 \text{ N}$$

$$\rightarrow \Sigma Fx = 0$$

$$-Dx + Fpx1 - Ex + 0,14 Cy = 0$$

$$-343 + 23285,4991 - Ex + 335,0634 = 0$$

$$Ex = 23277,563 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-2450 + Fpy1 - Ey + 2393,31 = 0$$

$$-2450 + 6937,288 - Ey + 2393,31 = 0$$

$$Ey = 6880,598 \text{ N}$$

Con las reacciones calculadas realizamos el análisis de fuerzas en cada punto para calcular las fuerzas resultantes con referencia en un plano de coordenadas (x-y).

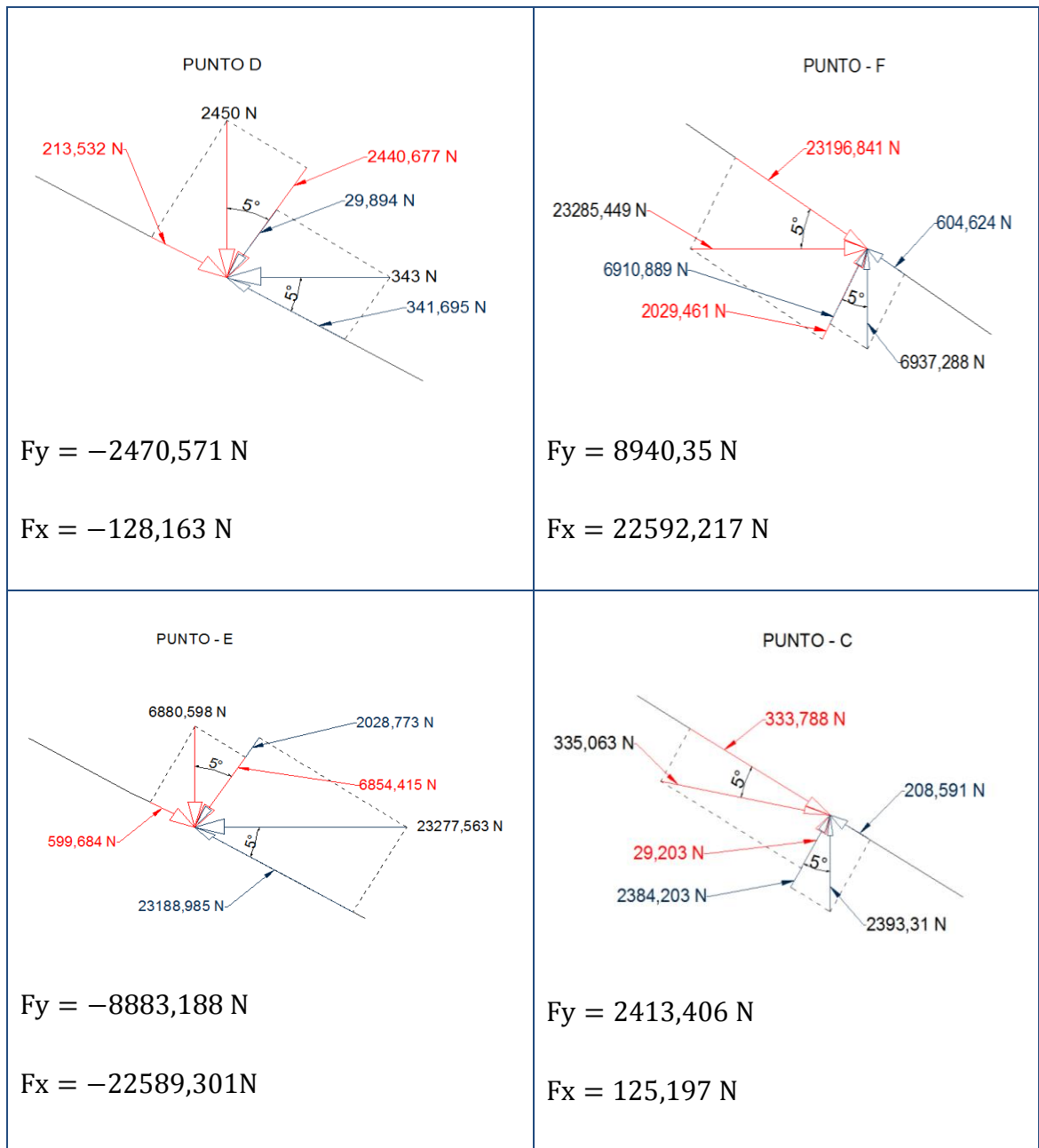


Figura 6.13: Fuerzas resultantes en los puntos de elemento CD.

Elaborado por: Miguel Villegas.

6.6.6 Selección del perfil para el elemento C-D y A-B

Con las fuerzas resultantes en elemento CD realizamos los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

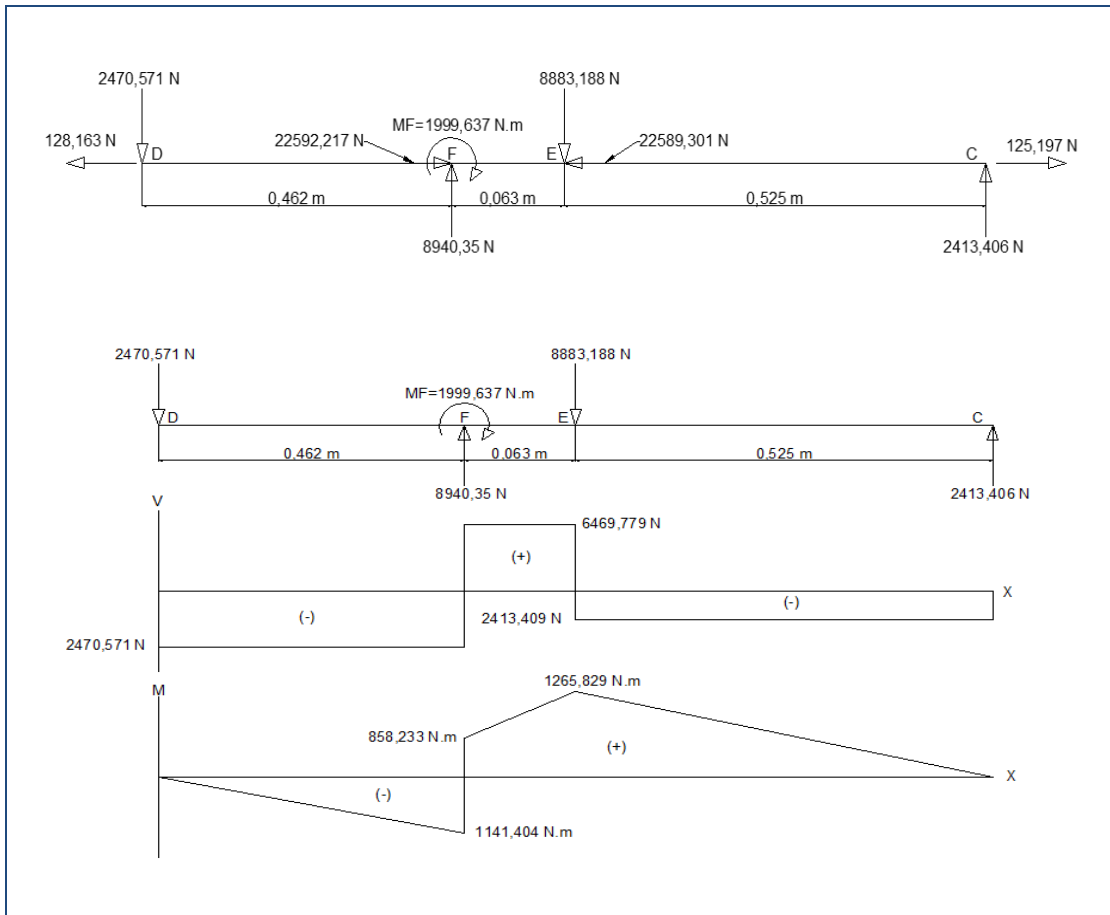


Figura 6.14: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento 1.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El grafico anterior muestra que el valor de momento flector máximo es:

$$M_{\max} = 1265,829 \text{ N.m}$$

Se selecciona un tubo estructural cuadrado ASTM A-500 de 50x50x4 mm que tiene las siguientes propiedades.

$$S_y = 269 \text{ MPa}$$

$$A = 7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$s = 1,0461 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_f = \frac{1265,829 \text{ N.m}}{1,0461 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 121,0162 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Axial

$$\sigma_a = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_a = \frac{22717,414 \text{ N}}{7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_a = 30,866 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo Combinado

$$\sigma_T = \sigma_f + \sigma_a$$

$$\sigma_T = 121,0162 \text{ Mpa} + 30,866 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_T = \mathbf{151,882 \text{ Mpa}}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_T}$$

$$n = \frac{269 \text{ MPa}}{151,882 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{n = 1,8}$$

Como ya se expuso anterior mente el factor de seguridad es aceptable por tales motivos el perfil seleccionado es el adecuado.

Barra A-B

En el siguiente grafico se puede visualizar la barra AB representada con una línea de color azul y en la cual se observa todas las fuerzas involucradas en la misma así como también sus dimensiones expresadas en metros, con estos datos se procederá a calcular las reacciones generadas en este elemento.

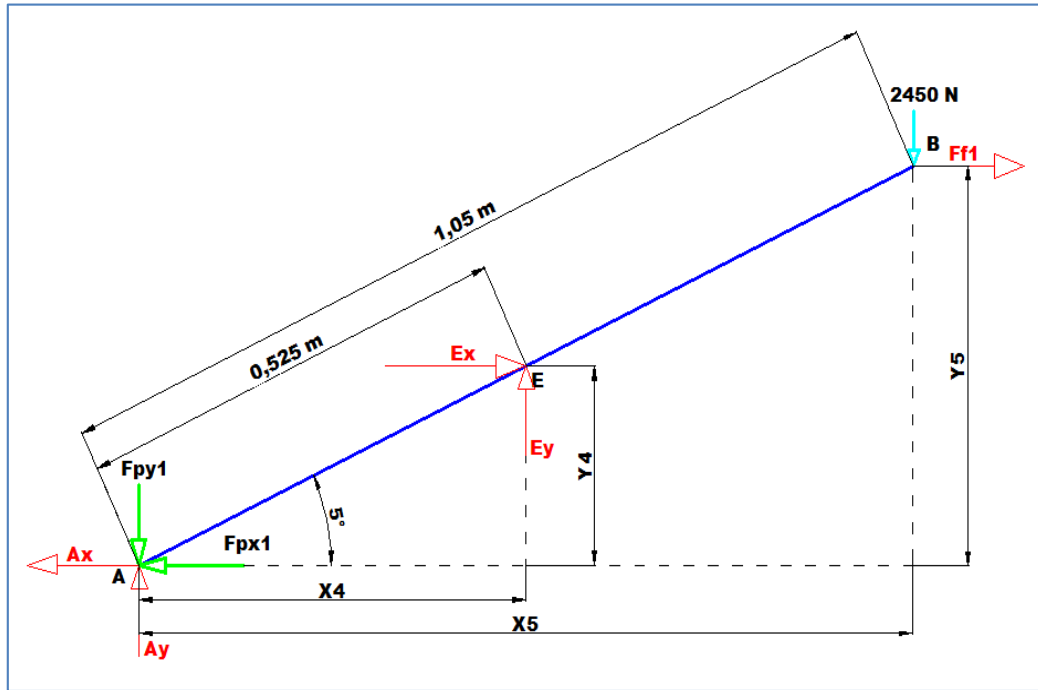


Figura 6.15: Diagrama de cuerpo libre del elemento AB.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Del diagrama anterior se tiene que:

$$x4 = 0,525 \text{ m} * \cos 5$$

$$x4 = 0,523 \text{ m}$$

$$y4 = 0,525 \text{ m} * \sin 5$$

$$y4 = 0,0458 \text{ m}$$

$$x_5 = 1,05 \text{ m} * \cos 5$$

$$\mathbf{x_5 = 1,046 \text{ m}}$$

$$y_5 = 1,05 \text{ m} * \sin 5$$

$$\mathbf{y_5 = 0,0915 \text{ m}}$$

$$F_{f1} = 0,14 * 2450 \text{ N} = 343 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$A_y + E_y - 2450 \text{ N} - F_{py1} = 0$$

$$A_y = 2450 \text{ N} + 6937,288 \text{ N} - 6880,598 \text{ N}$$

$$A_y = 2506,69 \text{ N}$$

$$\leftrightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$E_x + F_{f1} - A_x - F_{px1} = 0$$

$$A_x = 23277,563 \text{ N} + 343 \text{ N} - 23285,499 \text{ N}$$

$$A_x = 335,064 \text{ N}$$

Con las reacciones calculadas realizamos el análisis de fuerzas en cada punto para calcular las fuerzas resultantes con referencia en un plano de coordenadas (x-y), de esta manera las fuerzas resultantes en cada punto son las que se muestran en la siguiente figura.

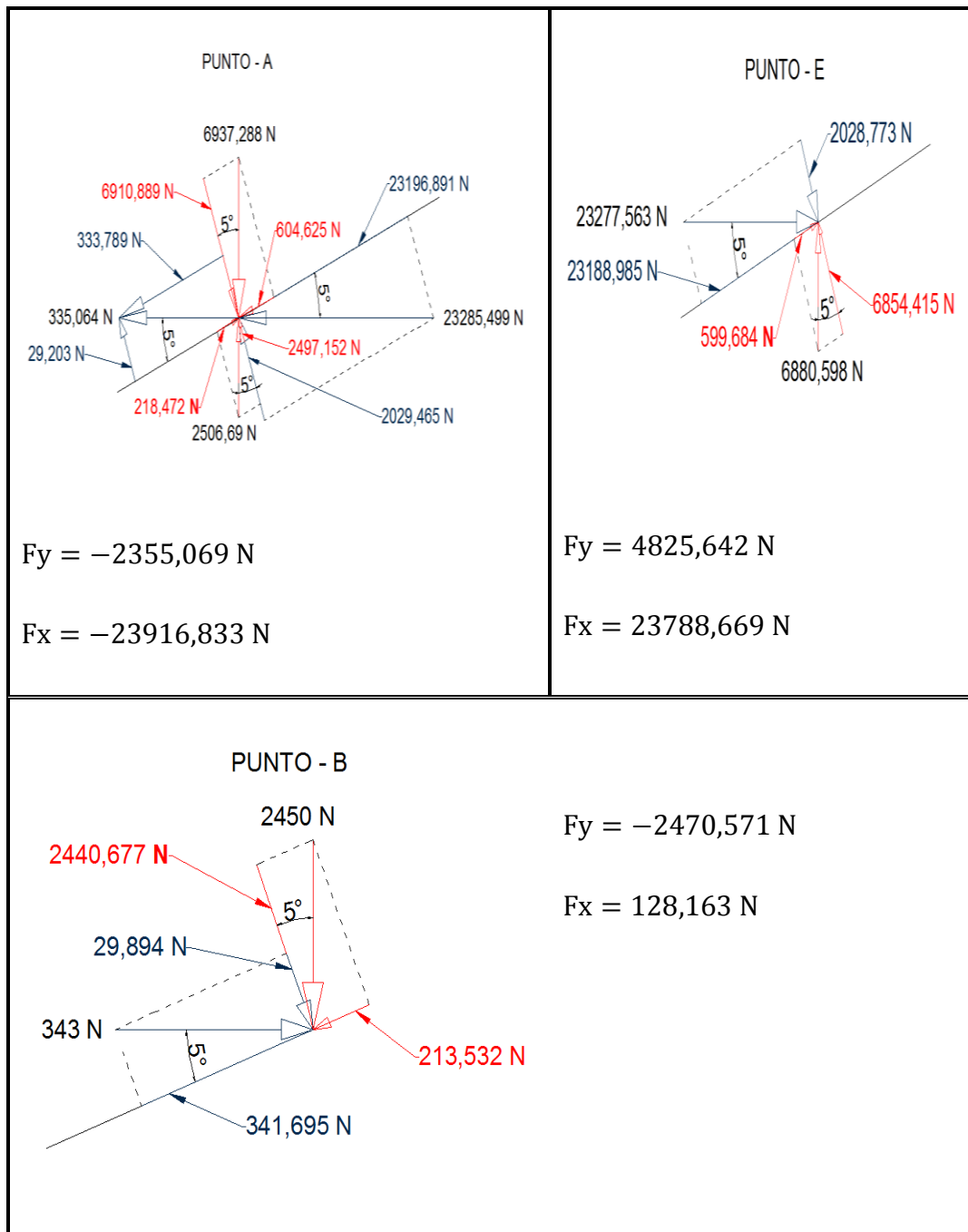


Figura 6.16: Fuerzas resultantes en los puntos del elemento AB.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Con las fuerzas resultantes en elemento AB realizamos los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

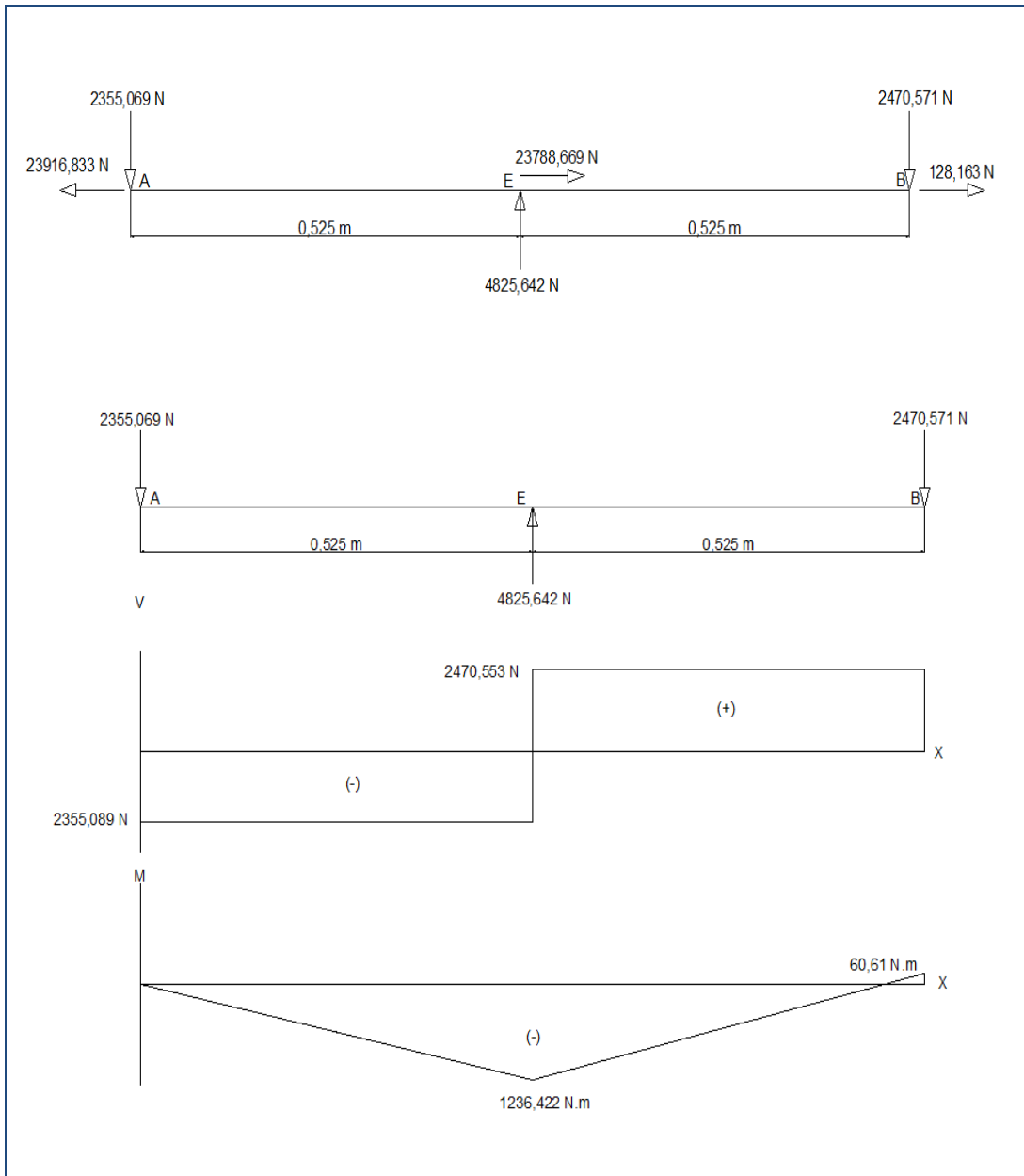


Figura 6.17: Diagramas de esfuerzo y momento flector para el elemento AB.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El grafico anterior muestra que el valor de momento flector máximo es:

$$\mathbf{M_{max} = 1236,422 \text{ N.m}}$$

Utilizando los mismos valores de resistencia del perfil seleccionado para el elemento CD tenemos:

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_f = \frac{1236,422 \text{ N.m}}{1,0461 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 118,194 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Axial

$$\sigma_a = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_a = \frac{23916,833 \text{ N}}{7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_a = 32,496 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo Combinado

$$\sigma_T = \sigma_f + \sigma_a$$

$$\sigma_T = 118,194 \text{ Mpa} + 32,496 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_T = 150,69 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{269 \text{ MPa}}{150,69 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,8$$

De igual manera y fundamentado en lo expuesto con anterioridad se concluye que el perfil seleccionado es el adecuado.

6.6.7 Cálculo de los pasadores principales del elevador de tijeras

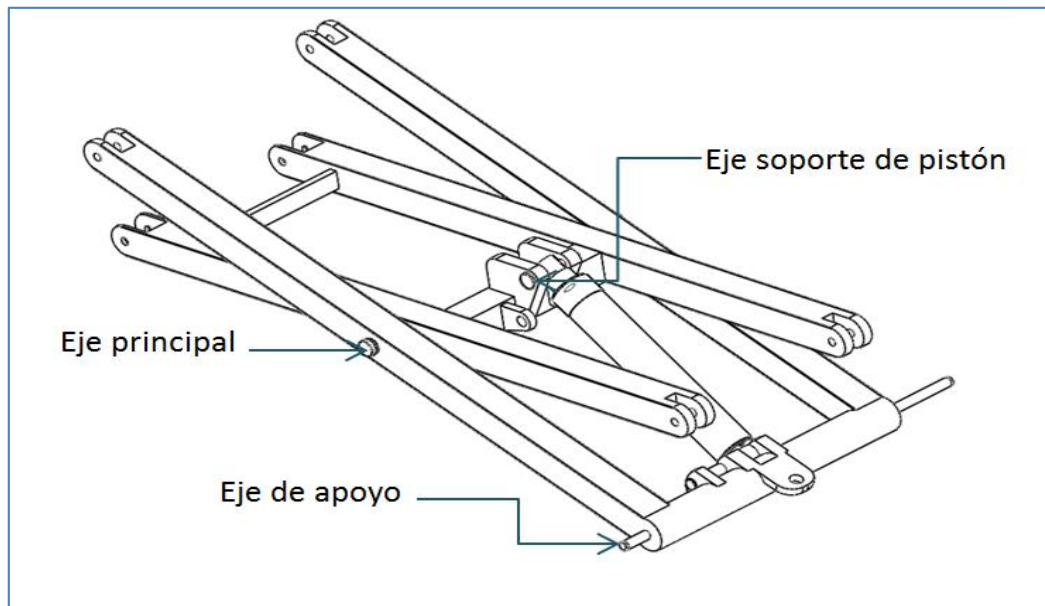


Figura 6.18: Estructura del elevador de tijeras (Ejes principales).

Elaborado por: Miguel Villegas.

Cálculo del diámetro del pasador principal

El pasador principal de la estructura del elevador de tijeras está sometido a las fuerzas presentes en punto E y para determinar su diámetro se procederá de la siguiente manera.

$$F = \sqrt{E_x^2 + E_y^2}$$

$$F = \sqrt{23277,563 \text{ N}^2 + 6880,598 \text{ N}^2}$$

$$F = 24273,186 \text{ N}$$

Con esta fuerza y sabiendo que el eje va a trabajar bajo la acción de esfuerzo cortante y su fórmula para calcularlo es:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Ecuación 6.27

También como

$$\tau = \frac{S_y}{n}$$

Igualando esta ecuación con la ecuación 6.27 podemos calcular el diámetro del eje para lo cual se elige un acero AISI 4140 el cual tiene un valor para S_y igual a 690 MPa y de S_{ut} igual a 921 MPa.

$$\frac{V}{A} = \frac{S_y}{n}$$

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

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

$$d = \sqrt{\frac{4 * 24273,186 \text{ N} * 6,5}{\pi * 690 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\mathbf{d = 17 \text{ mm}}$$

Como se puede observar se eligió un factor de seguridad de 6,5 que brinda buena confiabilidad para asegurar que el elemento no falle ya que la falla de este eje puede hacer colapsar la estructura del elevador.

Cálculo del pasador superior e inferior que soporta el pistón

Para esto utilizamos el mismo procedimiento descrito anteriormente con la particularidad de que el área es el doble ya que la fuerza esta soportado en los puntos de apoyo con esto tenemos:

$$\tau = \frac{V}{2A}$$

$$\tau = \frac{2V}{\pi d^2}$$

$$\frac{2V}{\pi d^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 V \cdot n}{\pi \cdot S_y}}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 * 48593,841 \text{ N} * 6,5}{\pi * 690 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\mathbf{d = 17 \text{ mm}}$$

También calculamos el espesor de las pletinas que soportan las fuerzas aplicadas en el pasador.

$$\sigma_b = \frac{P_b}{2td}$$

$$400 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{48593,841 \text{ N}}{2t * 0,017 \text{ m}}$$

$$t = \frac{P_b}{2t\sigma_b d}$$

$$t = \frac{48593,841 \text{ N}}{2 * 0,017 \text{ m} * 400 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$\mathbf{t = 4 \text{ mm}}$$

Cálculo de pasadores para los apoyos del elevador

Para el cálculo de los pasadores para los apoyos se trabajara con la fuerza resultante de mayor magnitud a continuación se presentan los valores de las fuerzas resultantes para los puntos de apoyo A; B; C; D respectivamente.

$$FRA = 24032,504 \text{ N}$$

$$FRB = 2473,893 \text{ N}$$

$$FRC = 2473,893 \text{ N}$$

$$FRD = 2416,651 \text{ N}$$

Por lo tanto se tomara el valor de la fuerza resultante en el punto A ya que es el valor de mayor magnitud 24032,504 N.

$$\frac{V}{A} = \frac{Sy}{n}$$

$$\frac{4V}{\pi d^2} = \frac{Sy}{n}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 V \cdot n}{\pi \cdot Sy}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 24032,504 \text{ N} * 4}{\pi * 690 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\mathbf{d = 13 \text{ mm}}$$

Este diámetro se utilizara para los apoyos superiores, mientras que para los apoyos inferiores por razones de construcción se utilizara un diámetro de 17 mm para un eje

de acero AISI 4140 ya que esto asegurara que no acurran fallas en estos elementos, por tales motivos también se trabajó con el mayor valor presente en los apoyos.

6.6.8 Diseño del tornillo de potencia

Para lograr el movimiento lineal de la plataforma superior se utilizara tornillos de potencia los mismos son dispositivos que transforman el movimiento angular en movimiento lineal y son utilizados para transmitir potencia a un determinado sistema.



Figura 6.19: Tornillo de potencia y husillo.

Fuente: Tomado de Mecapedia - Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica.

Tipos de roscas estándar para tornillos de potencia

Existen algunos tipos de roscas normalizadas para tornillos de potencia: (a) cuadrada, (b) trapezoidal o Acme, (c) dientes de sierra.

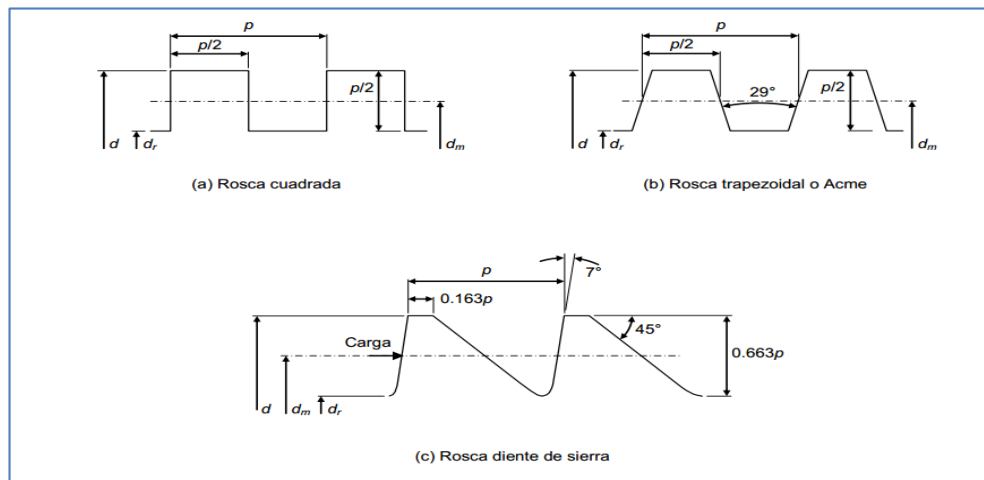


Figura 6.20: Tipos de roscas normalizadas para tornillos de potencia.

Fuente: Tomado de <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

De las roscas presentadas en la figura 6,20 se escogerá la rosca Acme, debido que esta tiene la ventaja de mayor factibilidad de manufactura y cumple con todas las características que se necesita y con fines de obtener un desplazamiento rápido de la plataforma superior se escogerá un tornillo de potencia con rosca Acme de 1 pulgada de diámetro mayor y cuyos valores tomados de tablas son los siguientes.

Diámetro mayor (d) = 1 pulg. = 0,0254 m

Diámetro medio o de paso (dm) = 0,9 pulg. = 0,02286 m

Diámetro menor (dr) = 0,8 pulg. = 0,02032 m

Paso (p) = 0,2 pulg. = $5,08 \times 10^{-3}$ m

Hilos por pulgada (n) = 5

Área de esfuerzo a tracción (At) = 0,568 pulg² = $3,665 \times 10^{-4}$ m²

Cálculo del par torsional para mover la plataforma

Para conocer cuánto par torsional se debe aplicar al tornillo para mover la carga, los parámetros que intervienen son la fuerza a mover la carga F, el diámetro de paso dm, el avance del tornillo L y el coeficiente de fricción f.

$$T_s = \frac{F \cdot d_m}{2} \left(\frac{L + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec \alpha}{\pi \cdot d_m - f \cdot L \cdot \sec \alpha} \right)$$

Ecuación 6.28

El avance para un tornillo de filete sencillo está dado por $L = 1/n = p$, mientras que el avance para tornillos de varias entradas está dado por $L = \text{número de entradas} \times p$.

En nuestro caso se escogerá un tornillo de 3 entradas ya que esto nos proporcionara en mayor avance en la plataforma de desplazamiento lineal así tenemos.

$$L = 3 * 5,08 \times 10^{-3} \text{ m} = 0,01524 \text{ m}$$

Para lograr un desplazamiento suave en la plataforma se utilizaran rodamientos de bolas los mismos tienen un coeficiente de rodadura C_{rr} sobre acero de 0,001 según tablas.

$$F = 0,001 * 9810 \text{ N} = 10 \text{ N}$$

También tenemos que para roscas Acme $\alpha = 14,5^\circ$ y $f = f_c = 0,15$ con esto tenemos en primera instancia que:

$$T_s = \frac{10 \text{ N} * 0,02286 \text{ m}}{2} \left(\frac{0,01524 \text{ m} + \pi * 0,15 * 0,02286 \text{ m} * \sec 14,5}{\pi * 0,02286 \text{ m} - 0,15 * 0,01524 \text{ m} * \sec 14,5} \right)$$

$$T_s = 0,04339 \text{ N.m}$$

Par de torsión adicional por cojinete de empuje.

$$T_c = \frac{F \cdot f_c \cdot d_c}{2}$$

Ecuación 6.29

Donde d_c es igual a:

$$d_c = \frac{0,0254 \text{ m} + 0,02032 \text{ m}}{2}$$

$$d_c = 0,02286 \text{ m}$$

Así:

$$T_c = \frac{10 \text{ N} * 0,15 * 0,02286 \text{ m}}{2}$$

$$T_c = 0,01715 \text{ N.m}$$

Con esto el par de torsión total es:

$$T_{s'} = T_s + T_c$$

$$T_{s'} = \mathbf{0,061 \text{ N.m}}$$

Por tanto la fuerza que debe realizar el operario para desacoplar y acoplar la caja de transmisión del motor es mínima evitando así cualquier lesión que pueda sufrir el operario por sobreesfuerzo en esta actividad.

Cálculo de esfuerzos en el tornillo de potencia

Para garantizar el funcionamiento prolongado del sistema de desplazamiento lineal se calcularan los esfuerzos en el tornillo de potencia asumiendo que la plataforma trabajara sin ayuda de los rodamientos de esta manera calculamos nuevamente el valor de $T_{s'}$ con el valor de F igual a 4905 N.

$$T_s = \frac{4905 \text{ N} * 0,02286 \text{ m}}{2} \left(\frac{0,01524 \text{ m} + \pi * 0,15 * 0,02286 \text{ m} * \sec 14,5}{\pi * 0,02286 \text{ m} - 0,15 * 0,01524 \text{ m} * \sec 14,5} \right)$$

$$T_s = \mathbf{21,283 \text{ N.m}}$$

$$T_c = \frac{4905 \text{ N} * 0,15 * 0,02286 \text{ m}}{2}$$

$$T_c = \mathbf{8,4096 \text{ N.m}}$$

Así:

$$T_{s'} = 21,283 \text{ N.m} + 8,4096 \text{ N.m}$$

$$T_{s'} = \mathbf{29,693 \text{ N.m}}$$

Debido a la complejidad geométrica y a la forma en que se transmiten las cargas en los tornillos de potencia, estos están expuestos a los siguientes tipos de fallas.

a) Esfuerzo Axial y Torsión en el núcleo

La carga axial puede ser de tracción o de compresión dependiendo de la forma en que opere el tornillo y su fórmula está dada por:

$$St = \frac{F}{At}$$

Ecuación 6.30

Así tenemos:

$$St = \frac{4905 \text{ N}}{3,665 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\mathbf{St = 13,383 \text{ MPa}}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante producido por el par torsión, se asume que el área del núcleo es igual al área que contiene el diámetro interior del tornillo d_r , el esfuerzo máximo ocurre en la periferia y está dado por:

$$SsT = \frac{16 Ts'}{\pi \cdot d_r^3}$$

Ecuación 6.31

De esta manera se tiene:

$$SsT = \frac{16 * 29,693 \text{ N.m}}{\pi \cdot (0,02032 \text{ m})^3}$$

$$\mathbf{SsT = 18,0241 \text{ MPa}}$$

Considerando estas dos sollicitaciones y que el material a utilizar para el tornillo es una Acero AISI 1018 el factor de seguridad está dado por:

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{St}{Sy}\right)^2 + \left(\frac{SsT}{Sys}\right)^2}}$$

Ecuación 6.32

Donde $S_{ys} = 0,577S_y$

Por lo tanto el factor de seguridad está dado por:

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{13,383}{235}\right)^2 + \left(\frac{18,0241}{135,595}\right)^2}} = 6,92$$

El factor de seguridad calculado es grande sin embargo esto preverá esfuerzos que se pueden dar al acoplar la caja de transmisión con el motor y que dependiendo de otros factores este podrá o no ser de magnitud considerable, para lo cual el tornillo de potencia podrá resistir estos esfuerzos sin ningún tipo de problema.

b) Esfuerzo cortante en los filetes

Los filetes del tornillo y de la tuerca pueden fallar por cortante, produciéndose el barrido de estos, el esfuerzo máximo por cortante puede calcularse como el esfuerzo promedio, que es igual a la fuerza total que se transmite del tornillo a la tuerca, F , dividida por el área total de la raíz del filete, A_{ba} .^[10]

$$S_{sba} = \frac{3}{2} \frac{F}{A_{ba}}$$

Ecuación 6.33

Dónde:

$$A_{ba} = \pi \cdot d_r (W_i \cdot p) n_f, \quad \text{Para } 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p}, \text{ para el tornillo}$$

$$A_{ba} = \pi \cdot d (W_o \cdot p) n_f, \quad \text{Para } 1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p}, \text{ para la tuerca}$$

W_i y W_o son constantes que dependen del tipo de rosca, para roscas ACME sus valores son 0,77 y 0,63 respectivamente y L_T es la longitud de la tuerca donde:

^[10] NORTON, Robert L... Diseño de Máquinas. México: editorial Prentice-Hall (Pearson), 1999.

$$LT = \varphi \cdot dm$$

Ecuación 6.34

Y para tuercas de una sola pieza φ es igual a 1,8 de modo que:

$$LT = 1,8 * 0,02286 \text{ m} = 41 \text{ mm}$$

$$nf = \frac{LT}{p} = \frac{41 \text{ mm}}{5,08 \text{ mm}} = 8,1$$

Teniendo en cuenta que la tuerca se va a fabricar de bronce, los filetes se distribuirán haciendo que los esfuerzos se distribuyan en un gran número de filetes, a pesar de errores de manufactura, es así que tomamos un valor de nf igual a 5, es decir 5 filetes soportaran la carga mientras los restantes no.

Dicho esto el esfuerzo por cortante es:

$$Ssba = \frac{3}{2 \pi * 0,02032 \text{ m}} \frac{4905 \text{ N}}{(0,77 * 0,00508 \text{ m}) * 5}$$

$$\mathbf{Ssba = 5,893 \text{ Mpa}}$$

El factor de seguridad de la tuerca, con respecto al esfuerzo cortante se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Nba = \frac{Sys}{Ssba}$$

Ecuación 6.35

Considerando que la tuerca es de bronce y tiene un Sy de 69 MPa tenemos que el factor de seguridad es:

$$Nba = \frac{0,577 * 69}{5,893} = 6,76$$

Es así que se asegura que la tuerca pueda resistir al esfuerzo cortante que implica que el barrido de los filetes no se produzca.

La verificación de la resistencia al barrido de los filetes del tornillo no es necesaria, ya que $LT = 41$ mm y es mayor que 0,5 veces el diámetro mayor d esto es 12,7 mm.

b) Esfuerzo por flexión en los filetes

Los esfuerzos por flexión en los filetes están dados por las siguientes ecuaciones:

Para tornillo:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi \cdot d \cdot n_f (W_i \cdot p)^2}$$

Ecuación 6.36

Para Tuerca:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi \cdot d \cdot n_f (W_o \cdot p)^2}$$

Ecuación 6.37

En donde $h = p/2$ por lo tanto:

Para el tornillo:

$$S_{flex} = \frac{3 * 4905 \text{ N} * 0,00254 \text{ m}}{\pi * 0,0254 \text{ m} * 5(0,77 * 0,00508 \text{ m})^2}$$

$$\mathbf{S_{flex} = 6,123 \text{ Mpa}}$$

Para tuerca:

$$S_{flex} = \frac{3 * 4905 \text{ N} * 0,00254 \text{ m}}{\pi * 0,0254 \text{ m} * 5(0,63 * 0,00508 \text{ m})^2}$$

$$\mathbf{S_{flex} = 9,146 \text{ Mpa}}$$

Los factores de seguridad tanto para el tornillo como también para la tuerca son:

$$N_{flex} = \frac{235}{6,123} = 38 \text{ para el tornillo} \quad N_{flex} = \frac{69}{9,146} = 7,5 \text{ para la tuerca}$$

Con esto se verifica que el tornillo de potencia y su respectiva tuerca resisten a todos los esfuerzos al que están expuestos ya que presentan factores de seguridad altos garantizando que el sistema de desplazamiento lineal sea confiable y seguro.

Es de gran importancia acotar que para la construcción del tornillo de potencia el paso que se debe utilizar debe ser igual al avance y en este caso por motivos de construcción y limitaciones en la maquinaria se utilizará un paso de 0,5 pulg para la construcción de los tornillos de potencia que presenta una variación mínima en los valores adoptados anteriormente y que no afecta significativamente a los valores de diseño previamente establecidos.

6.6.9 Dimensionamiento de los engranes

Para poder transmitir y ejercer el torque necesario para hacer girar los tornillos de potencia se utilizaran un sistema de engranajes compuesto de tres ruedas dentadas para poder dimensionar los engranes se utilizará la siguiente información.

Nomenclatura de diente de engrane

El círculo de paso es un círculo teórico en el que por lo general se basan todos los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso.

Los círculos de paso de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí. El paso circular p es la distancia, medida sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente. De esta manera, el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio

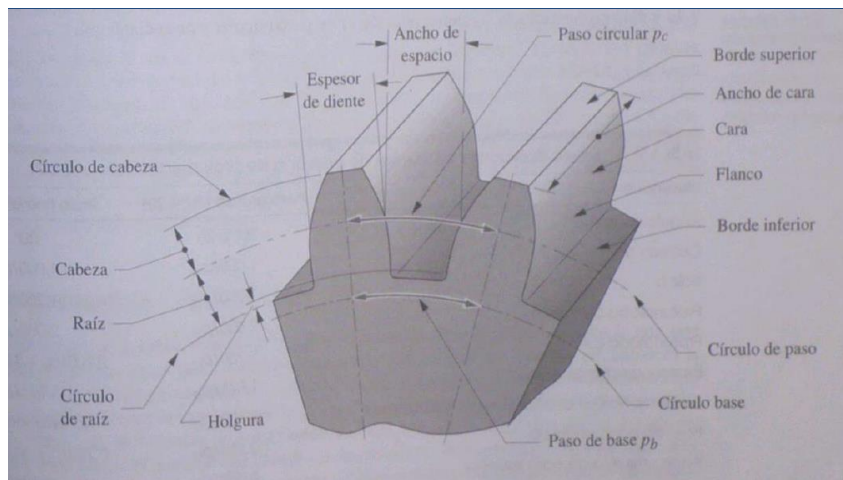


Figura 6.21: Nomenclatura de diente de engrane.

Fuente: NORTON, Robert L., (2005).Diseño de Máquinas (Síntesis y Análisis de Máquinas y Mecanismos) (Pág.409) México: McGraw-Hill.

El modulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La de longitud que se suele emplear es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades SI.

El paso diametral P está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza solo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

La cabeza a se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso. La raíz b equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La altura o profundidad total h , es la suma de la cabeza y de la raíz.

El claro c está dado por la cantidad por la que la raíz en un engrane dado excede la cabeza de su engrane acoplado.

El huelgo se determina mediante la cantidad por la cual el ancho del espacio de un diente excede el grosor o espesor de un diente de acoplamiento medido en los círculos de paso.

Relaciones útiles:

$$P = \frac{N}{d}$$

Ecuación 6.38

$$m = \frac{d}{N}$$

Ecuación 6.39

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} = \pi \cdot m$$

Ecuación 6.40

$$p \cdot P = \pi$$

Ecuación 6.41

Dónde:

P = paso diametral, dientes por pulgada.

N = número de dientes.

d = diámetro de paso, pulg.

m = módulo, mm.

d = diámetro de paso, mm.

p = paso circular.

Cuando dos engranes están acoplados, sus círculos de paso ruedan uno sobre otro sin deslizamiento. Si se designan los radios de paso r_1 y r_2 y las velocidades angulares como ω_1 y ω_2 respectivamente. Entonces, la velocidad en la línea de paso es:

$$V = |r_1 \cdot \omega_1| = |r_2 \cdot \omega_2|$$

Ecuación 6.42

De esta manera, la relación entre los radios y la velocidades angulares se determinan mediante.

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_1}{r_2}$$

Ecuación 6.43

La línea de acción representa la dirección en la que actúa la fuerza resultante entre los engranes. El ángulo ϕ , que se conoce como el ángulo de presión, por lo regular tiene valores de 20 o 25°, aunque alguna vez se utilizó 14,5°. ^[11]

Con esta información procedemos a dimensionar los engranes, solo se trabajaran con 2 engranes ya que el tercero tendrá las mismas dimensiones de uno de los anteriores, con esto y tomando en cuenta que el espacio disponible para instalar los engranes es reducido, se selecciona un módulo de 3 y un numero de dientes para el engrane de entrada y el engrane de salida de 24 y 20 respectivamente de esta manera despejando d de la ecuación 6.37 los diámetros del par de engranes son:

Engranaje de entrada

Engranaje de Salida

Diámetro de paso

$d_1 = m \cdot N_1$

$d_2 = m \cdot N_2$

$d_1 = 3 \cdot 24$

$d_2 = 3 \cdot 20$

$d_1 = 72 \text{ mm}$

$d_2 = 60 \text{ mm}$

$p_2 = \pi \cdot m$

^[11] Shigley, E, & Charles, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* (págs. 655, 656,659) Editorial: McGraw-Hill. Octava edición.

Paso circular

$$p1 = \pi \cdot m$$

$$p1 = \pi * 3$$

$$p1 = 9,4248 \text{ mm}$$

Diámetro exterior

$$De1 = (z1 + 2) \cdot m$$

$$De1 = (24 + 2) * 3$$

$$De1 = 78 \text{ mm}$$

Diámetro interior

$$Di1 = d1 - 2,5 \cdot m$$

$$Di1 = 72 - 2,5 * 3$$

$$Di1 = 64,5 \text{ mm}$$

Espesor del diente

$$e1 = \frac{p1}{2}$$

$$e1 = \frac{9,4248}{2}$$

$$e1 = 4,7124 \text{ mm}$$

$$p2 = \pi * 3$$

$$p2 = 9,4248 \text{ mm}$$

$$De2 = (z2 + 2) \cdot m$$

$$De2 = (20 + 2) * 3$$

$$De2 = 66 \text{ mm}$$

$$Di2 = d2 - 2,5 \cdot m$$

$$Di2 = 60 - 2,5 * 3$$

$$Di2 = 52,5 \text{ mm}$$

$$e2 = \frac{p2}{2}$$

$$e2 = \frac{9,4248}{2}$$

$$e2 = 4,7124 \text{ mm}$$

$$b2 = 1,25 \cdot m$$

Altura de raíz

$$b1 = 1,25. m$$

$$b2 = 1,25 * 3$$

$$b1 = 1,25 * 3$$

$$b2 = 3,75 \text{ mm}$$

$$b1 = 3,75 \text{ mm}$$

Altura de diente

$$h2 = 2,25. m$$

$$h1 = 2,25. m$$

$$h2 = 2,25 * 3$$

$$h1 = 2,25 * 3$$

$$h2 = 6,75 \text{ mm}$$

$$h1 = 6,75 \text{ mm}$$

Altura de cabeza

$$a2 = h2 - b2$$

$$a1 = h1 - b1$$

$$a2 = 6,75 - 3,75$$

$$a1 = 6,75 - 3,75$$

$$a2 = 3 \text{ mm}$$

$$a1 = 3 \text{ mm}$$

De esta manera las medidas para el engrane de entrada son:

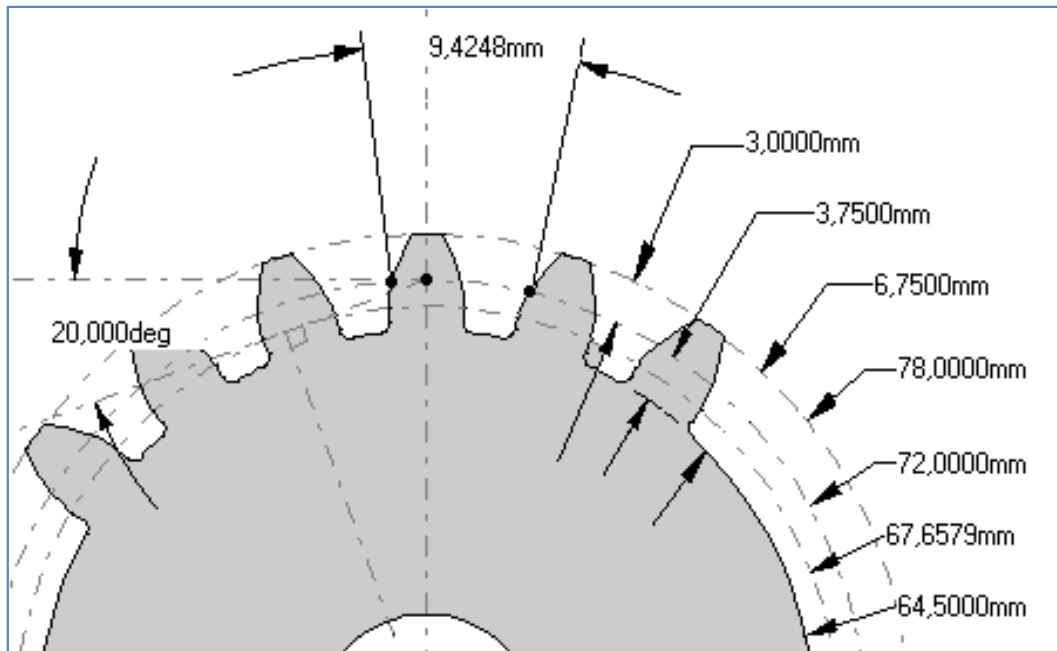


Figura 6.22: Dimensiones del engrane de entrada.

Elaborado por: Miguel Villegas

De la misma manera las dimensiones para el engranaje de salida serán:

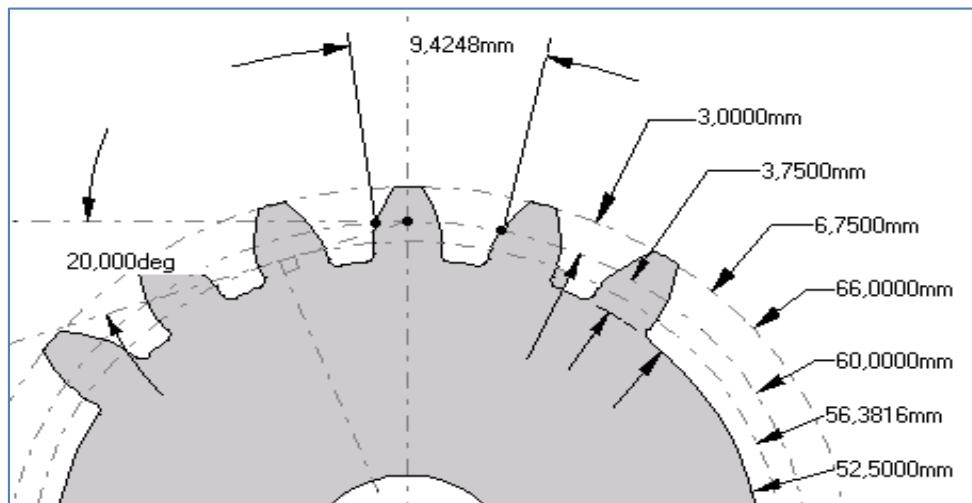


Figura 6.23: Dimensiones del engrane de salida.

Elaborado por: Miguel Villegas

Resumiendo, los engranes tendrán un módulo m igual a 3, un ángulo de presión ϕ igual a 20° y un número de 24 dientes para el engranaje de entrada y 20 dientes para

los engranajes de salida los mismos que serán tallados en diámetros exteriores de 78 y 66 mm respectivamente. De esta manera el sistema de engranajes será ensamblado de la siguiente manera.

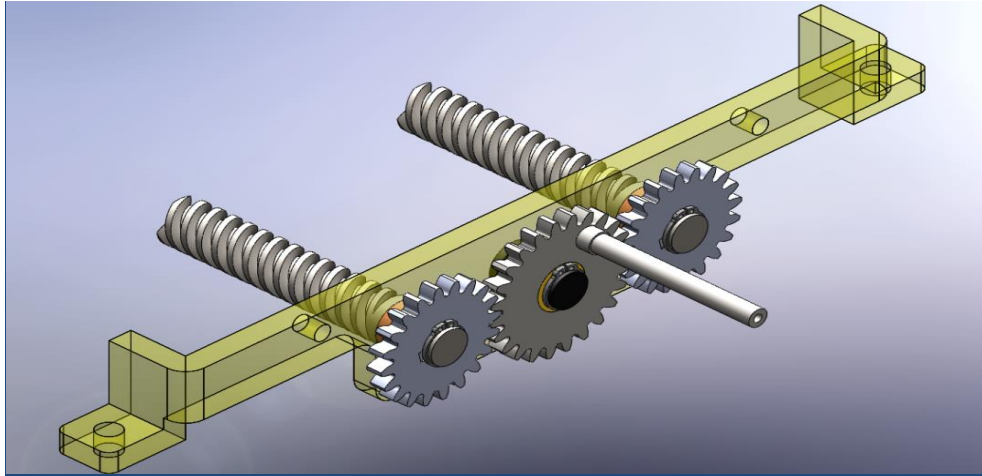


Figura 6.24: Sistema de engranajes para impulsar los tornillos de potencia.

Elaborado por: Miguel Villegas

6.6.10 Selección del pistón hidráulico

Para la selección del pistón hidráulico se considerara el esfuerzo máximo que soporta el pistón, el cual tiene lugar en la posición más baja de la plataforma y que fue previamente calculado teniendo así un valor de 48593,841 N, con esto y asumiendo un valor de 38 mm para el embolo del pistón se puede calcular la presión de la siguiente manera.

$$P = \frac{F}{A}$$

Ecuación 6.44

Dónde:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,038)^2}{4} = 1,134 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

De esta manera con la ecuación 6.42 se tiene:

$$P = \frac{48593,841 \text{ N}}{1,134 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$P = 42,847 \text{ MPa}$$

De la siguiente tabla se obtendrá el valor de la carrera necesaria que debe tener el pistón hidráulico para alcanzar la altura necesaria de la plataforma.

Tabla 6.4: Valores de carrera del pistón hidráulico y altura neta de la plataforma.

Angulo de inclinación θ (°)	Carrera del pistón (cm)	Altura del mecanismo de tijeras (cm)	Altura neta de la plataforma (cm)
5	0,000	9,151	21,987
10	1,995	18,233	31,069
15	4,233	27,176	40,012
20	6,617	35,912	48,748
25	9,058	44,375	57,210
30	11,481	52,500	65,336
35	13,819	60,226	73,061
40	16,015	67,493	80,328
43	17,244	71,610	87,082

Elaborado por: Miguel Villegas

De la tabla 6.11 se puede ver que la carrera del pistón que se necesita para alcanzar la altura requerida en la plataforma es de 17,224 cm con este valor y los datos anteriores seleccionamos el pistón hidráulico del catálogo de ENERPAC que ofrece cilindros y productos para elevación con los más altos estándares de calidad, los mismos están disponibles en el mercado nacional felicitando su adquisición.

De esta manera seleccionamos un cilindro de uso general, de simple efecto modelo RC-1010 que tiene una capacidad de aceite de 373 cm³, su carrera es de 27 cm y puede ejercer una fuerza de 10 toneladas o de 101 KN.



Figura 6.25: Cilindros de simple efecto.

Fuente: Catalogo ENERPAC (Cilindros y productos para elevación).

El cilindro seleccionado tiene las siguientes medidas generales:

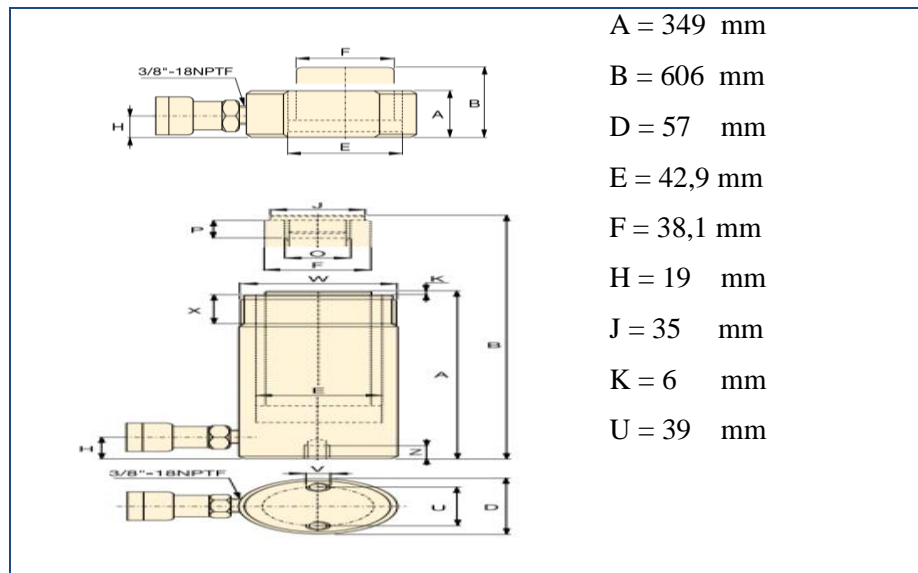


Figura 6.26: Dimensiones de cilindro hidráulico.

Fuente: Catalogo ENERPAC (Cilindros y productos para elevación).

6.6.11 Selección de la bomba manual hidráulica

El catálogo de ENERPAC proporciona de manera rápida la elección de la Bomba manual hidráulica, una vez que se haya escogido el cilindro hidráulico. De esta forma se selecciona una bomba manual P-392 modelo SCR-1010H con las siguientes medidas generales.

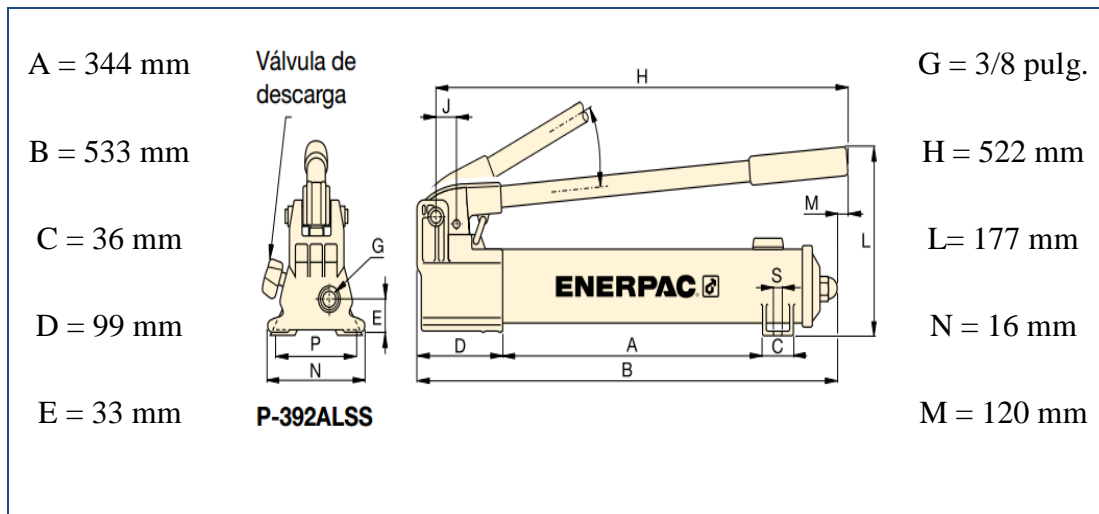


Figura 6.27: Dimensiones de bomba manual hidráulica.

Fuente: Catalogo ENERPAC (Cilindros y productos para elevación).

Esta bomba tiene una presión máxima de trabajo 700 Bar o 70 Mpa cubriendo así la presión requerida por el cilindro para iniciar el movimiento de la plataforma elevadora.

Así el sistema hidráulico queda conformado por los siguientes componentes:

Cilindro Hidráulico con capacidad de 10 Toneladas.

Bomba manual Hidráulica de 70 Mpa.

Manguera de alta presión de 5/8".

Acoples para extremos de manguera de 5/8".

Acoples rápidos de gran caudal de 5/8".

Adaptador para manómetro con extremo macho y hembra de 5/8".

Manómetro para presión hidráulica con lectura en bares y Psi.



Figura 6.28: Sistema hidráulico de elevación manual.

Fuente: Catalogo ENERPAC (Cilindros y productos para elevación).

El sistema hidráulico seleccionado soporta valores de presión y de carga superiores a las estimadas esto da mayor seguridad al sistema evitando así cualquier falla en sus elementos que pueden producirse por sobreesfuerzos en la estructura, garantizando así la integridad física de los operarios.

6.6.12 Análisis de esfuerzos y de movimiento de la plataforma elevadora hidráulica.

En esta sección se procederá a analizar los esfuerzos presentes en la estructura del elevador, así como también los esfuerzos en los elementos de mayor relevancia del mismo, con esto se verificarán los resultados obtenidos con anterioridad y se garantizará que los elementos diseñados cumplan con todos los requerimientos de funcionalidad y seguridad que se requiere en la plataforma de elevación. Para tales fines se utilizará un programa asistido por computadora en el cual se trabajará en el modelado mecánico, análisis de movimiento y análisis de esfuerzos en el elevador hidráulico de tijeras.

Modelado mecánico del elevador

En función de los parámetros iniciales y de los valores geométricos ya calculados se definió el diseño en 3 dimensiones de la plataforma elevadora hidráulica, esta

configuración acoge cada una de las necesidades que tiene el proceso de mantenimiento de cajas de transmisión y se enfoca en brindar seguridad y facilidad de maniobras para los operarios que van a realizar el proceso de mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos pesados.

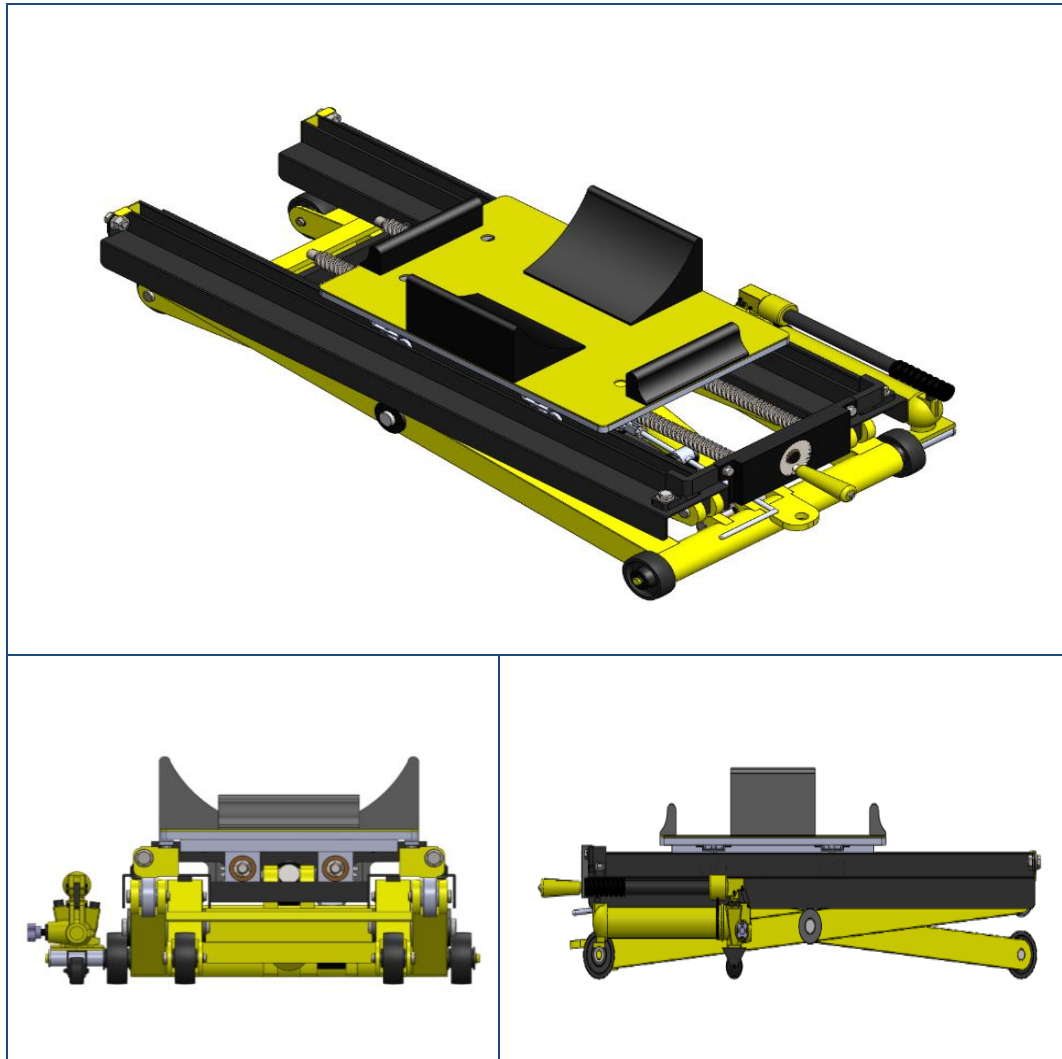


Figura 6.29: Modelo mecánico de la plataforma de elevación hidráulica.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la figura 6.29 se puede visualizar el modelado en 3 dimensiones de la plataforma elevadora hidráulica, la misma que está compuesta por diferentes elementos mecánicos y entre los principales se encuentran, el mecanismo de elevación de tijeras, la plataforma que soportara la caja de transmisión, el sistema hidráulico compuesto

por un cilindro y una bomba hidráulica manual, también se puede visualizar el sistema de desplazamiento lineal compuesto por dos tornillos de potencia y engranes para la transmisión y para mayor seguridad el modelo también incluye un sistema de seguridad que entrara en funcionamiento al elevarse la plataforma hidráulica, todos estos elementos correctamente ensamblados conforman el modelo mecánico de la plataforma de elevación hidráulica.

Análisis de movimiento del elevador

Para un correcto funcionamiento del elevador sus elementos deben estar correctamente acoplados de tal manera que ninguno interfiera durante el ascenso y descenso del elevador, esto se comprobara analizando en diferentes posiciones el elevador, tomando como referencia la posición media y la posición máxima de elevación de la plataforma y cuyos valores se muestran en la tabla 6.4, de esta manera para la posición media el ángulo de inclinación para el mecanismo de tijeras es de 25° , con una carrera del cilindro hidráulico igual a 90,58 mm y con lo cual se obtiene una altura neta de la plataforma de 572,1 mm. De la misma manera para la posición más alta del elevador se tiene un valor de 43° para el mecanismo de tijeras, una carrera en el cilindro hidráulico de 172,44 mm y una altura neta de la plataforma igual a 870,82 mm constituyendo está la altura máxima de elevación, en estas dos posiciones se verificara que no exista interferencia entre los elementos acoplados y que la elevación y el descenso de la plataforma se realice sin ningún tipo de inconveniente.

Una vez configurados los valores tanto para la posición media como también para la posición máxima se tienen los siguientes gráficos en los cuales se observa de diferentes perspectivas cada una de las posiciones del elevador, de esta manera se pone en manifiesto que la plataforma de elevación no tendrá problemas durante el transcurso de la elevación y el descenso de la carga ya que el mecanismo de tijeras funciona correctamente y no se visualizan o se ponen en manifiesto errores de interferencias en el modelo mecánico.

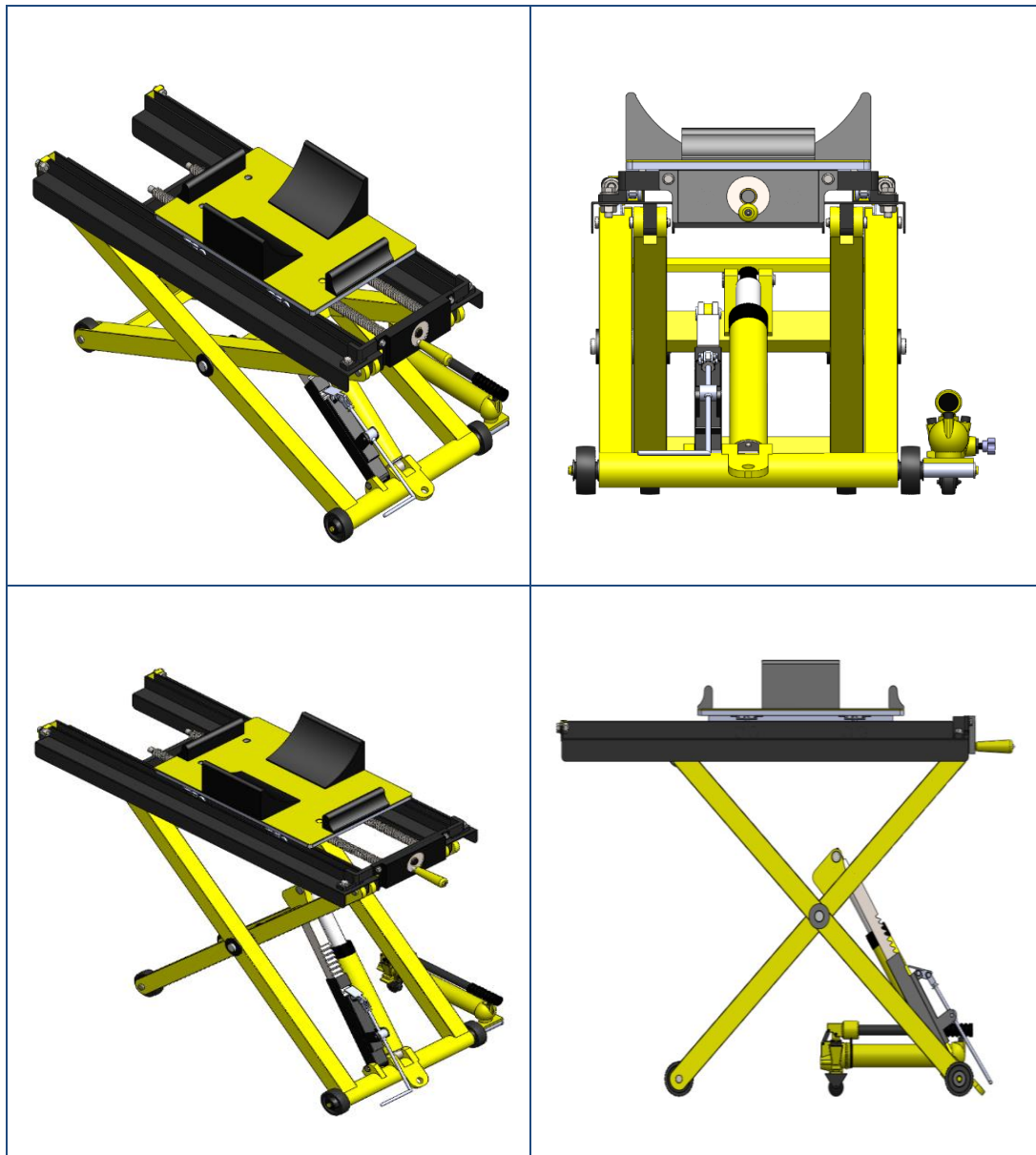


Figura 6.30: Posición media y máxima de la plataforma de elevación hidráulica.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Una vez conformado la estructura y comprobado el adecuado funcionamiento del mecanismo de elevación y que este no tenga interferencias se procede a calcular la fuerza que ejerce el pistón hidráulico al aplicar una carga de 2450 N en cada extremo de la estructura.

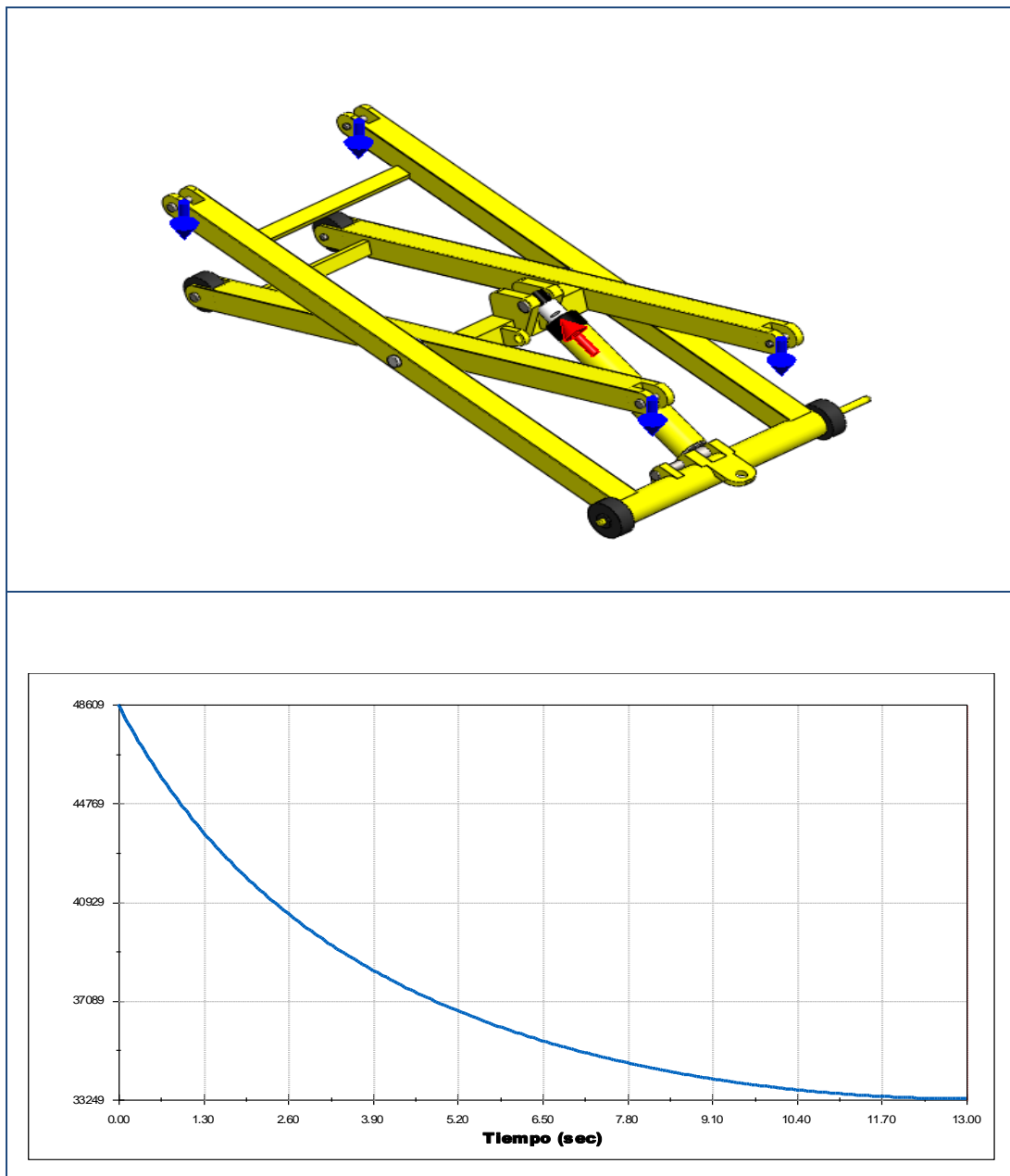


Figura 6.31: Análisis de la fuerza del cilindro hidráulico en función del tiempo.

Elaborado por: Miguel Villegas.

De la figura 6.31 se concluye que la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro hidráulico es al momento de iniciar el movimiento de elevación, es decir a un ángulo de inclinación del mecanismo de tijeras de 5° es así que la fuerza del cilindro hidráulico que se requiere es de 48609 N que es un valor cercano al calculado

mediante el modelo matemático planteado en la sección 6.6.2, respaldando así los cálculos realizados con anterioridad y ya que el diseño planteado cumple con todos los parámetros tanto geométricos como cinemáticos se puede decir que el modelo mecánico propuesto es el adecuado.

Análisis de esfuerzos en los elementos del elevador

a) Estructura del mecanismo de tijeras

Esfuerzo de Von Mises

Se analizará la estructura de tijeras en su posición más baja ya que es en esa posición donde se tienen los mayores esfuerzos, los puntos de apoyo del cilindro hidráulico se escogerán como puntos de fijación debido a que es el cilindro quien soporta y mantiene estable la estructura, las cargas presentes en cada extremo de la estructura del elevador de tijeras tienen un valor de 2450 N.

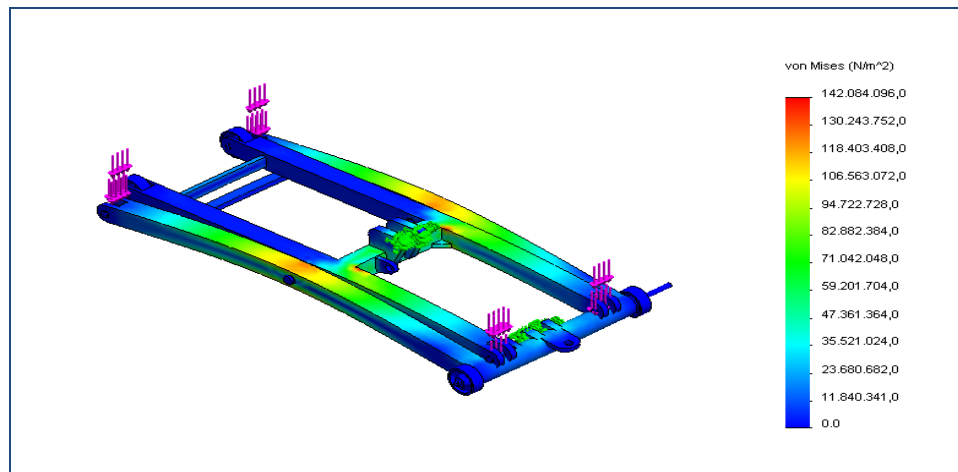


Figura 6.32: Tensión de Von Mises en el mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Como se puede observar en la figura la máxima tensión de Von Mises tiene lugar cerca del área donde se encuentran los pasadores principales del mecanismo de tijeras y tiene un valor de 142,084 Mpa, en consecuencia como el material a utilizar en los brazos del mecanismo de tijeras es un tubo estructural cuadrado ASTM A-500 de

50x50x4 mm el cual tiene un límite de fluencia de 269 MPa, se deduce que el mecanismo de tijeras soportara sin ningún contratiempo los esfuerzos máximos presentes en la estructura.

Análisis de Desplazamientos en el mecanismo de tijeras

El máximo valor de desplazamiento es de 4,767 mm y tendrá lugar en los extremos donde se transmite la fuerza al mecanismo de elevación de tijeras.

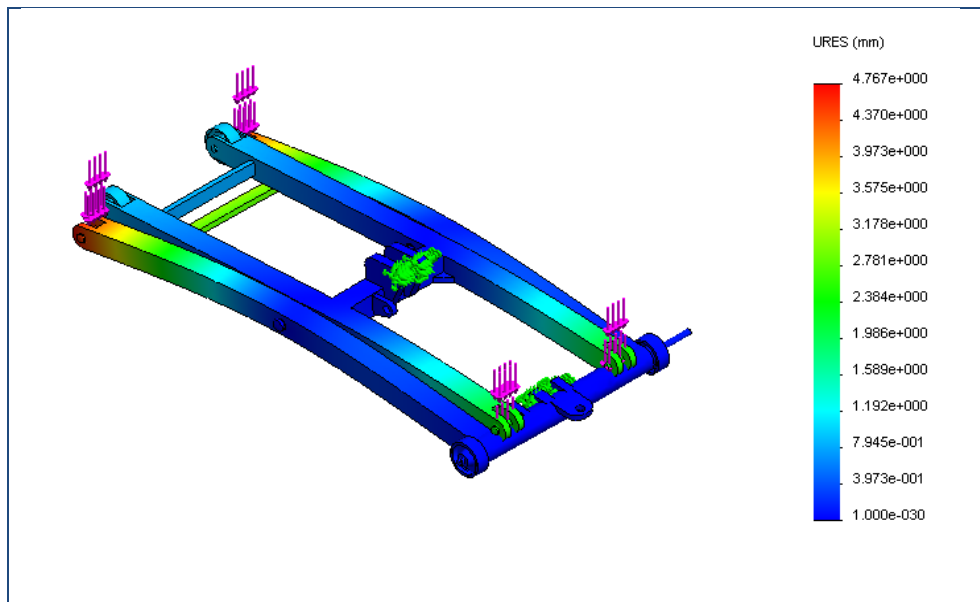


Figura 6.33: Análisis de desplazamientos en el mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Se deduce que el desplazamiento producto de las fuerzas aplicadas en la estructura no provocara interferencias y está dentro de un rango razonable ya que es en la parte más baja donde se tendrán las máximas deformaciones.

Factor de seguridad

Para determinar si el factor de seguridad es el adecuado para este caso se tomaran en cuenta varias consideraciones de diseño sin que esto afecte de ninguna forma los parámetros de seguridad que son el eje fundamental de este diseño.

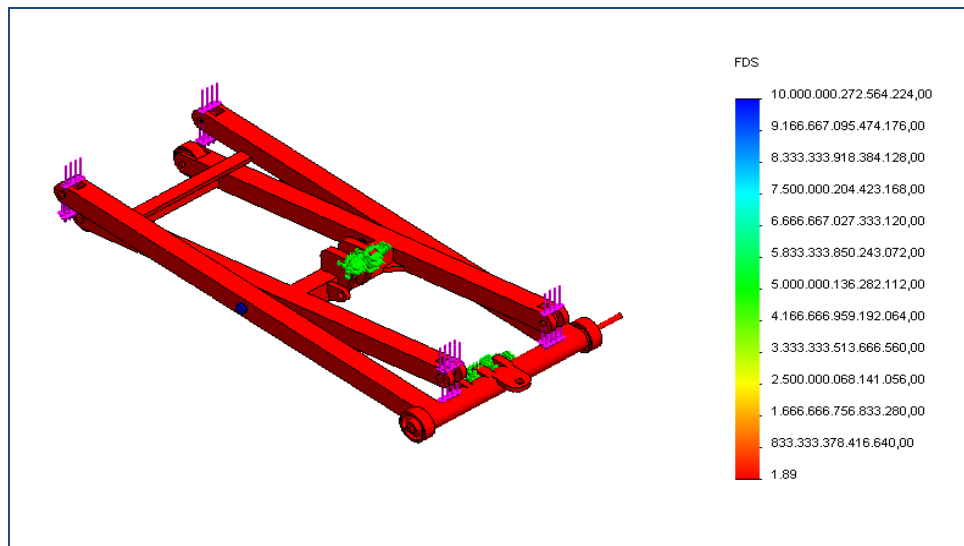


Figura 6.34: Distribución de factor de seguridad en el mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Con base en lo expuesto en el apartado 6.6.4 y con fines de optimizar y reducir al máximo el peso de la plataforma elevadora, el factor de seguridad mínimo que ya fue calculado con anterioridad y que coincide con el factor mínimo mostrado en este análisis se concluye que este está dentro de un rango razonable es decir es mayor que la unidad y cumple satisfactoriamente con los parámetros de seguridad que se necesitan en el mecanismo de elevación de tijeras. También se debe considerar que se está analizando la estructura en la posición más crítica desde el punto de vista de diseño, es decir en donde se tienen mayores solicitaciones de esfuerzo, siendo esta posición no muy relevante desde el punto de vista de seguridad ya que en esta posición la probabilidad de que ocurra algún tipo de accidente laboral es mínima, además se debe tomar en cuenta que las solicitaciones de esfuerzo disminuirán al elevarse la plataforma, siendo mínimas en la posición de trabajo, es decir en la posición más alta del elevador en la cual se tienen mayores riesgos de índole mecánicos, específicamente el riesgo de fatalidad por aplastamiento de la caja de transmisión.

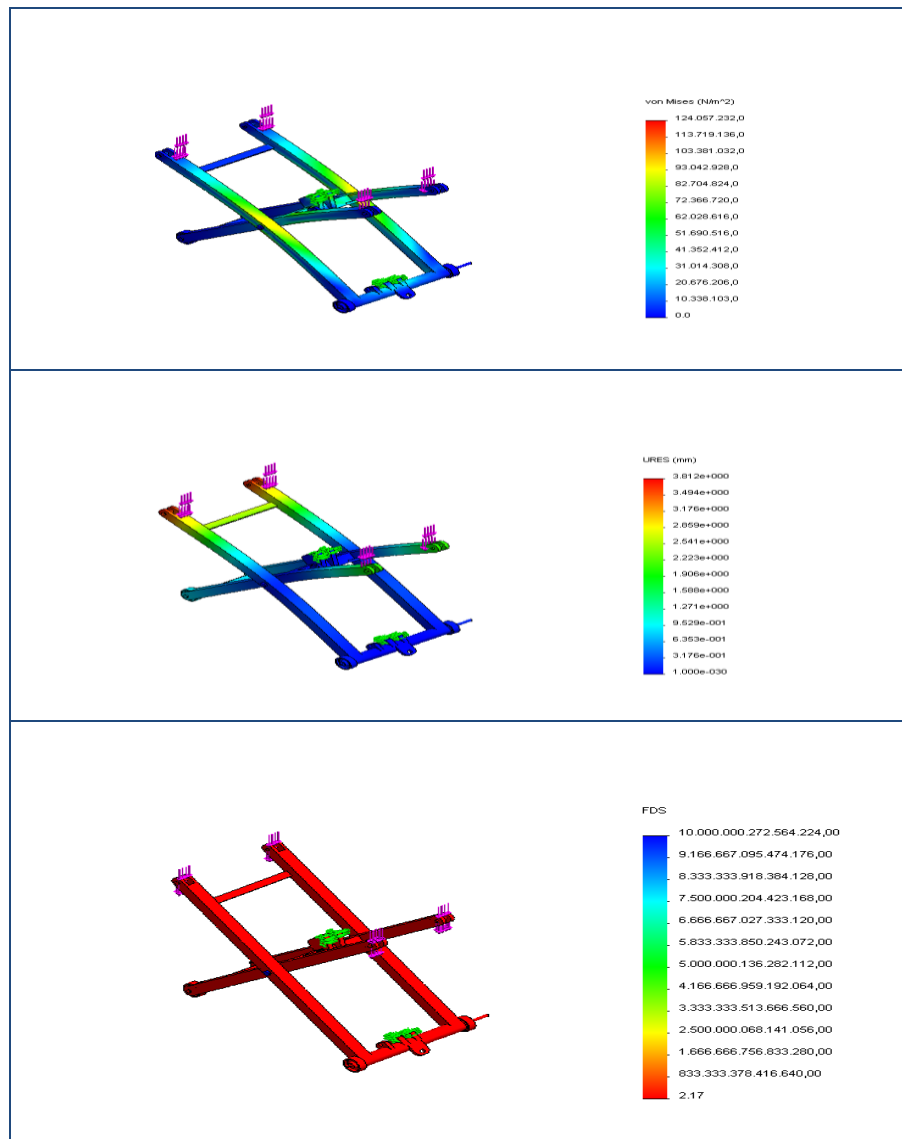


Figura 6.35: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición más alta del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la figura 6.35 se observa que el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento máximo y el factor de seguridad que tienen valores de 124.057 MPa, 3.812 mm y 2.17 respectivamente y son menores que los valores que se tienen en la posición más baja del elevador corroborando de esta manera lo anteriormente dicho. Así queda demostrado que la estructura del mecanismo de elevación de tijeras trabajara de manera segura y eficiente.

c) Soporte superior del elevador

De igual manera se escogerá la posición en donde se tienen mayores exigencias de esfuerzo en el soporte superior de esta manera se tiene los siguientes resultados.

Esfuerzo de Von Mises

Cuando el carro de desplazamiento lineal se encuentre soportado por el soporte superior en su parte media las exigencias de esfuerzo serán mayores de esta manera aplicando la carga de 9800 N distribuida en los puntos de apoyo se tiene.

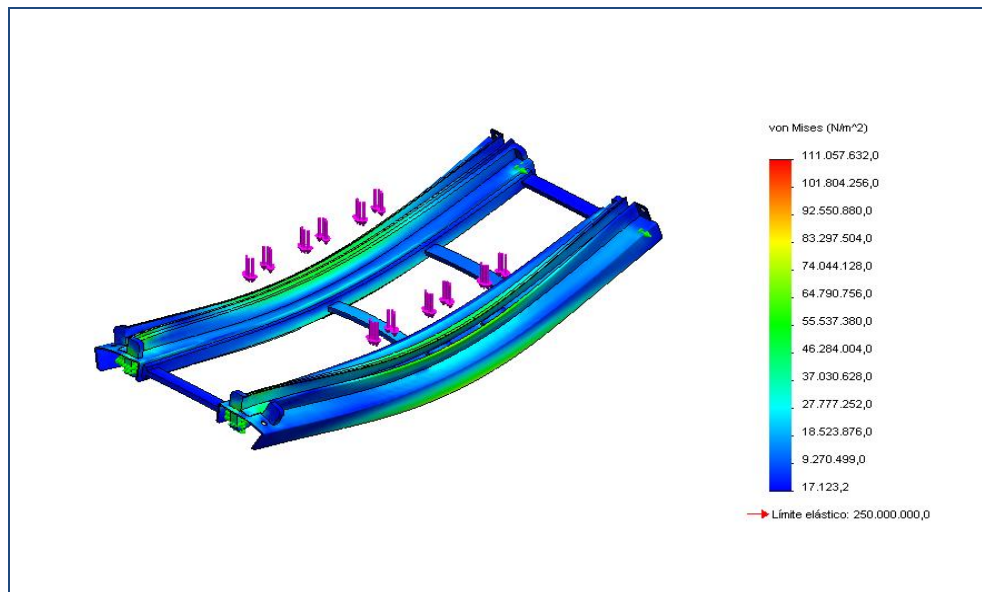


Figura 6.36: Tensión de Von Mises en el soporte superior del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El material a utilizar para la construcción de este elemento es un Acero ASTM A36 con un límite de fluencia igual a 250 MPa que es mucho mayor al esfuerzo máximo de Von Mises mostrado en la figura 6.34 y cuyo valor es 111,057 MPa de esta manera se concluye que el elemento soportara la tensión máxima encontrada satisfactoriamente.

Análisis de Desplazamientos

Como se puede observar en la figura el mayor desplazamiento ocurre en la parte media del soporte superior y tiene un valor de 0,869 mm, este valor es muy pequeño y no producirá interferencias ni fallas que pudieran afectar la funcionalidad del elevador.

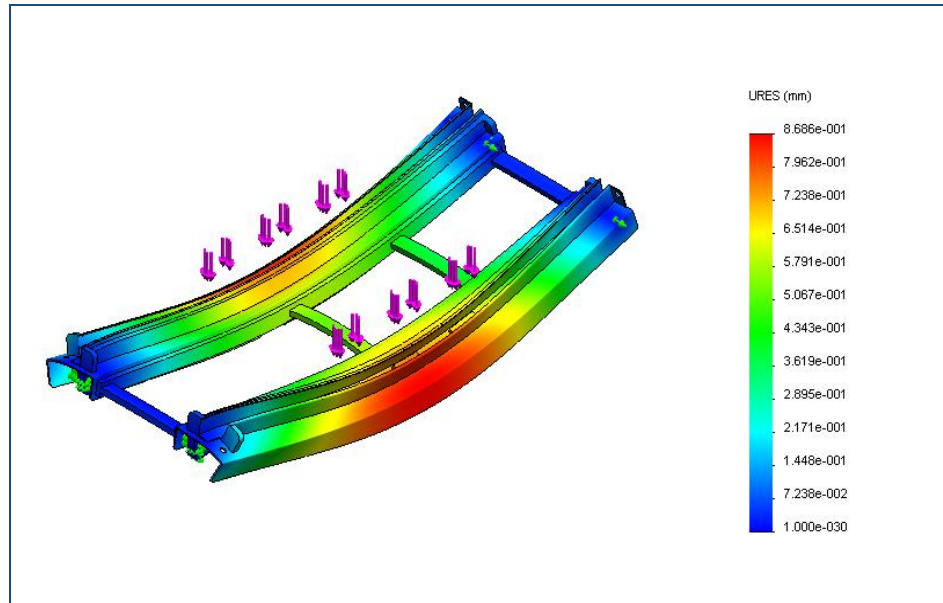


Figura 6.37: Análisis de desplazamientos en soporte superior del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Cuando se desplace la carga a través del soporte superior hacia sus extremos las sollicitaciones de esfuerzos serán menores y por ende sus deformaciones también irán disminuyendo, en base a esto el desplazamiento mayor que se tendrá en el soporte superior producto del recorrido del carro de desplazamiento lineal será el mostrado en la figura anterior y tendrá lugar en la parte media del elemento que sirve de trayecto para el desplazamiento de la carga.

Factor de seguridad

El soporte superior debe ser capaz de resistir las cargas de flexión que se generaran producto de la carga aplicada y al ser este elemento parte fundamental para que el

elevador sea seguro debe tener un factor de seguridad acorde con la función que debe cumplir dentro del elevador.

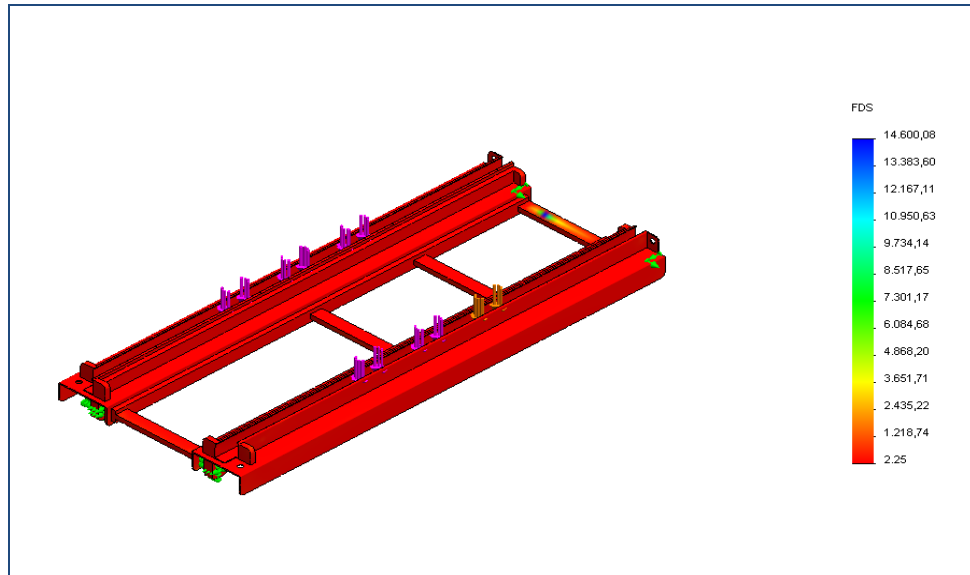


Figura 6.38: Distribución del factor de seguridad en el soporte superior del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

Se puede observar en la figura que el factor de seguridad se distribuye uniformemente en toda la estructura y tiene un valor de 2,3. Así se puede decir que el diseño del soporte superior es el adecuado y tiene un margen de seguridad consecuente con el trabajo y función que debe cumplir.

d) Plataforma de desplazamiento lineal

La plataforma de desplazamiento lineal soportara directamente la carga que en este caso es el peso de la caja de transmisión y también aloja las tuercas de los tornillos de potencia que permiten el desplazamiento lineal de la plataforma con el objetivo de realizar de manera segura y sin mucho esfuerzo el desacople y acople de la caja de transmisión, por lo tanto la plataforma está compuesta de una estructura y una plancha de acero que permitan resistir la carga sin deformarse, también está compuesto de corredera lineales que reducen en gran medida la fricción y permiten un desplazamiento suave y sin mucho esfuerzo.

Esfuerzo de Von Mises

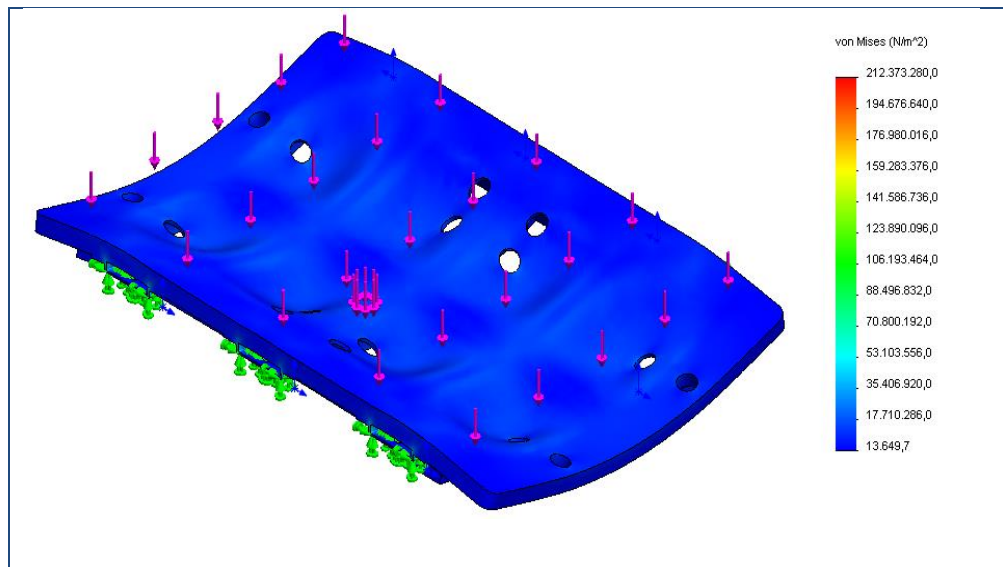


Figura 6.39: Tensión de Von Mises en la plataforma de desplazamiento lineal.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El máximo valor de tensión de Von Mises que se visualiza en el gráfico 6.39 es de 212,373 MPa y que al estar por debajo del valor del límite de fluencia de 250 MPa que corresponde a un Acero A36 se concluye que el diseño es el adecuado y soportará adecuadamente el valor de esfuerzo máximo al que estará expuesto.

Análisis de Desplazamientos

La plataforma de elevación debe tener un valor máximo de desplazamiento bajo para asegurar la funcionalidad del sistema de tornillos de potencia y engranes que permiten el desplazamiento lineal de la plataforma y de la carga a ser transportada de forma segura un con un esfuerzo mínimo por parte del operario.

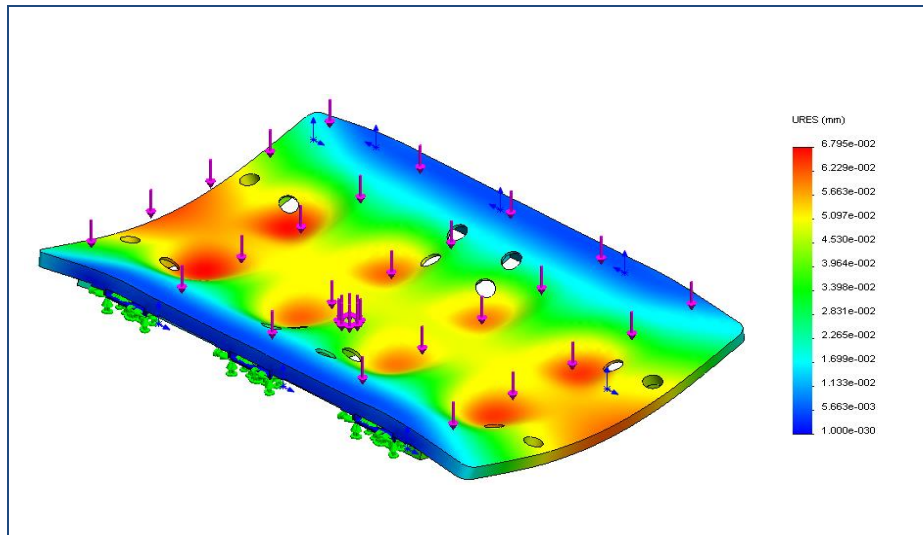


Figura 6.40: Análisis de desplazamientos en la plataforma de desplazamiento lineal.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El desplazamiento máximo encontrado al realizar el analisis de desplazamientos es de 0,0679 mm que es lo suficientemente bajo para no provocar problemas durante el desplazamiento atrves de la guia del soporte superior, ademas se cumple con los requerimientos anneriamente expuestos.

Factor de seguridad

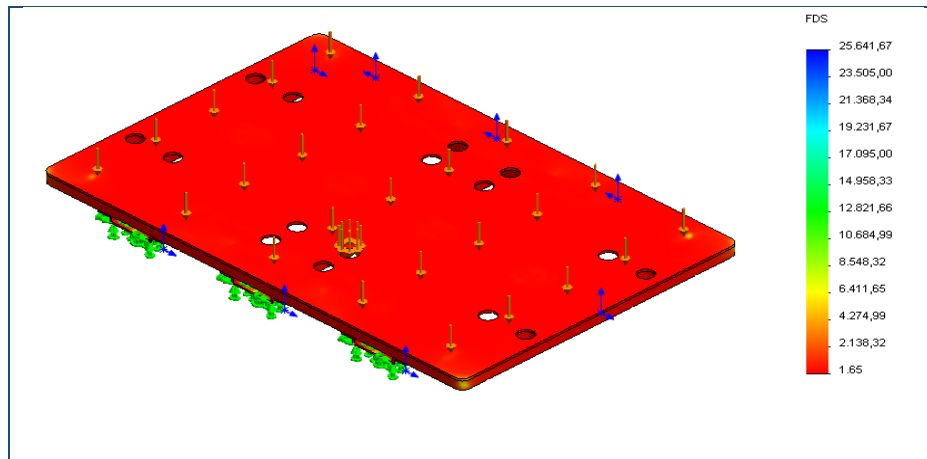


Figura 6.41: Distribución del factor de seguridad en la plataforma.

Elaborado por: Miguel Villegas.

La figura 6,41 muestra un valor minimo de seguridad igual a 1,7 el mismo es un factor de seguridad aceptable de esta manera se asegura que el elemento no falle con la aplicación de cargas.

e) Sistema de seguridad

El sistema de seguridad tiene por objetivo soportar la carga del elevador en el supuesto caso de que el cilindro hidraulico falle, la posición mas critica y donde se corre mayor peligro de que pueda ocurrir algun accidente por falla del piston es en la posición maxima del elevador por estos motivos se analizara los esfuerzos presentes en el mecanismo de tijeras soportdo unicamente por el sistema de seguridad en la posición maxima del elevador.

Esfuerzo de Von Mises

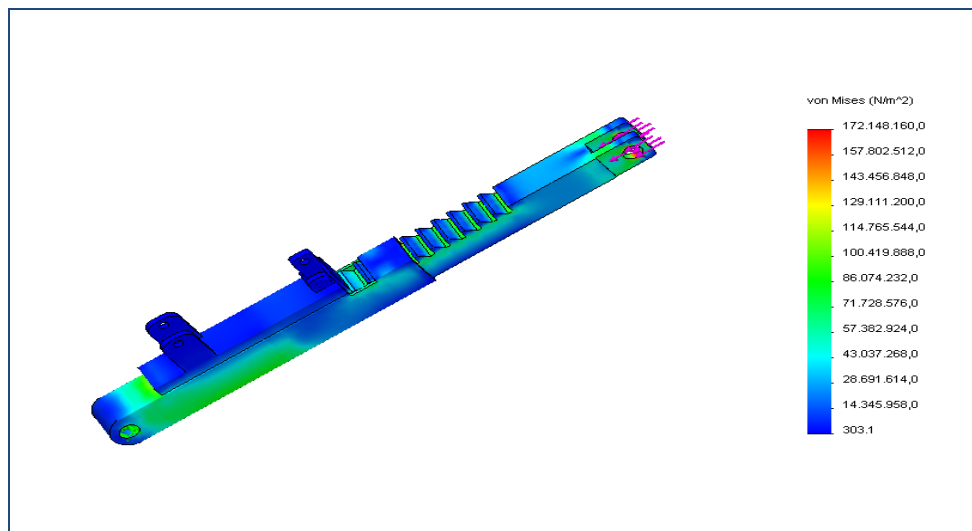


Figura 6.42: Tensión de Von Mises en el sistema de seguridad.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El esfuerzo máximo que se visualiza en el gráfico anterior es 172,148 Mpa, este esfuerzo es menor que el límite elástico del acero ASTM A-500 que tiene un límite de fluencia de 269 MPa garantizando así que el sistema resista los esfuerzos que se generan en el mismo.

Análisis de desplazamientos

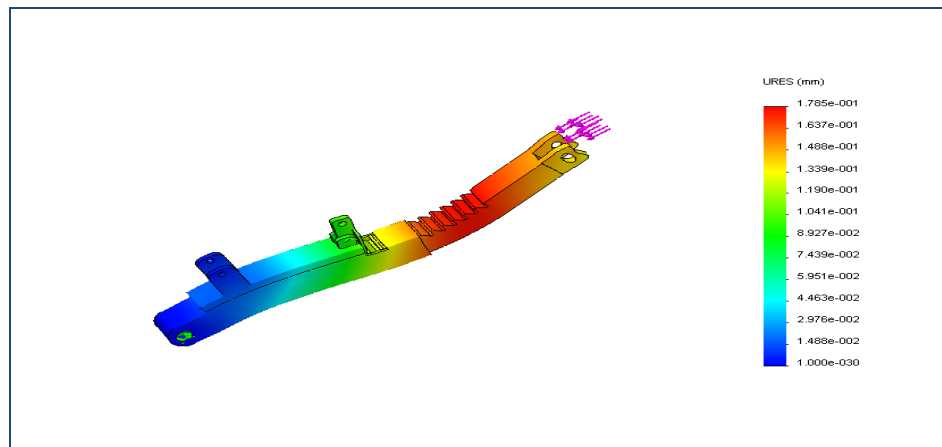


Figura 6.43: Análisis de desplazamientos en el sistema de seguridad del elevador.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El desplazamiento máximo de 0,1785 mm no representa riesgos en el sistema por lo tanto no se generara ningún problema en el sistema de seguridad.

Factor de seguridad

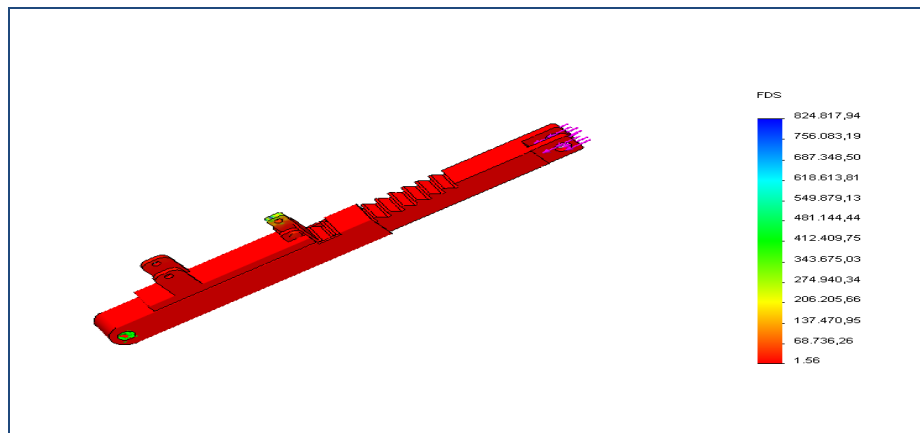


Figura 6.44: Distribución del factor de seguridad en el sistema de seguridad.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El valor mínimo del factor de seguridad que se muestra en la figura 6,44 y que corresponde a un valor de 1,6 garantiza que el sistema soporte adecuadamente los

esfuerzos al que va a estar sometido dando seguridad adicional a la plataforma de elevación hidráulica.

- f) **Análisis del elevador en diferentes posiciones del carro de desplazamiento a una altura media del elevador.**

Esfuerzos en la posición máxima del carro de desplazamiento lineal

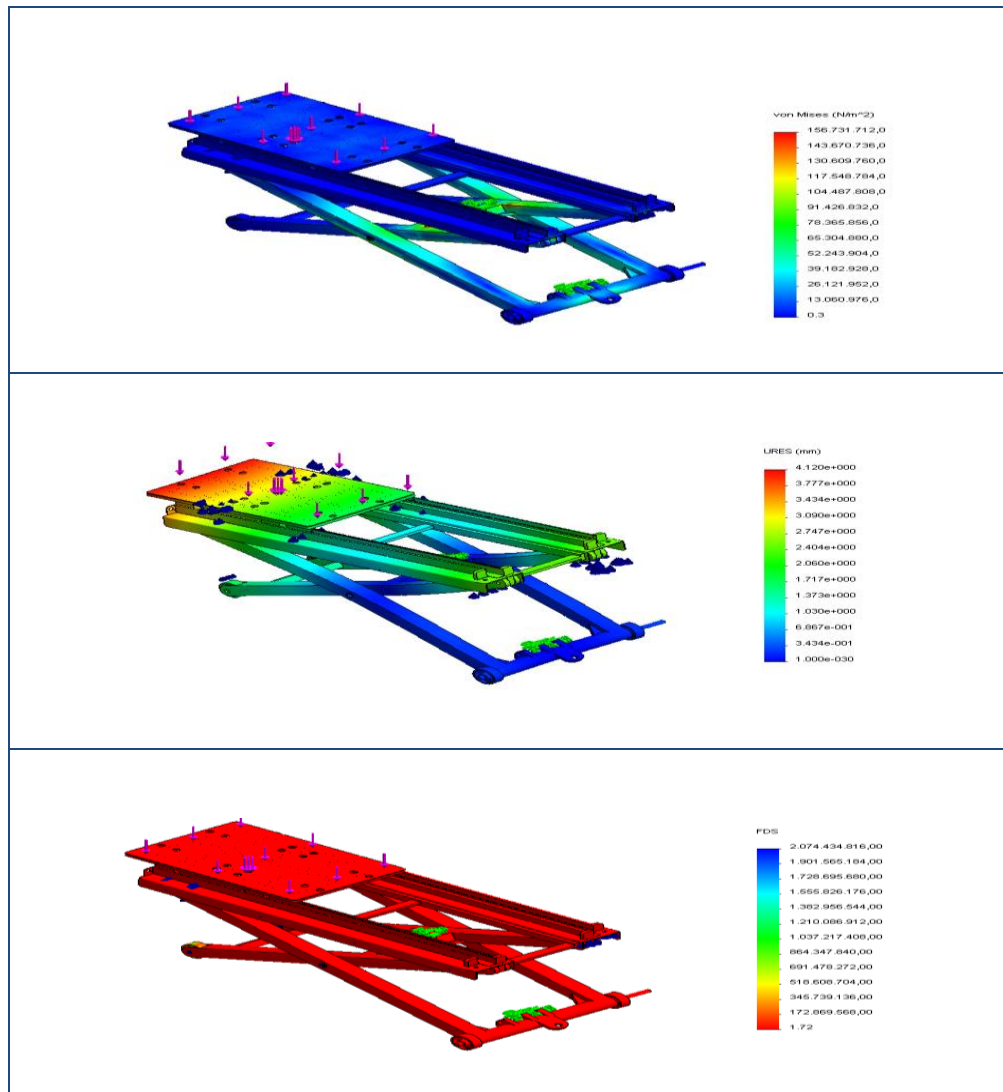


Figura 6.45: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en el extremo izquierdo.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la figura 6.45 se observa que el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento máximo y el factor de seguridad tienen valores de 156.732 MPa, 4.12 mm y 1.72 respectivamente, estos valores determinan que la estructura soportara los esfuerzos y brindara buena seguridad cuando la estructura soporte la carga en uno de sus extremos, es decir cuando el carro de desplazamiento lineal se encuentre en su posición máxima de avance.

Esfuerzos en la posición media del carro de desplazamiento lineal

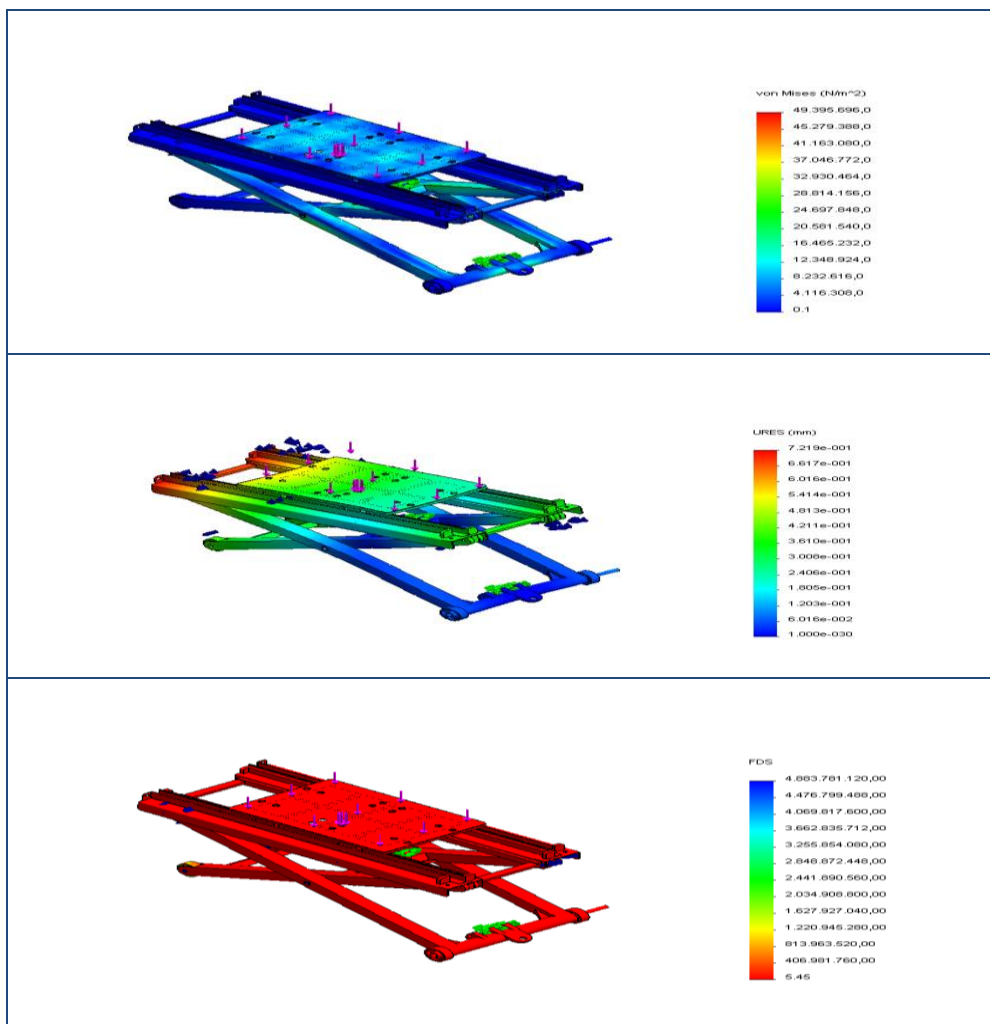


Figura 6.46: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en la mitad de la estructura.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la figura 6.46 se observa que el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento máximo y el factor de seguridad tienen valores de 49.396 MPa, 0,722 mm y 5.4 respectivamente, estos valores determinan que la estructura soportara los esfuerzos y brindara buena seguridad cuando la estructura soporte la carga en el avance medio del carro de desplazamiento lineal.

Esfuerzos en la posición inicial del carro de desplazamiento lineal

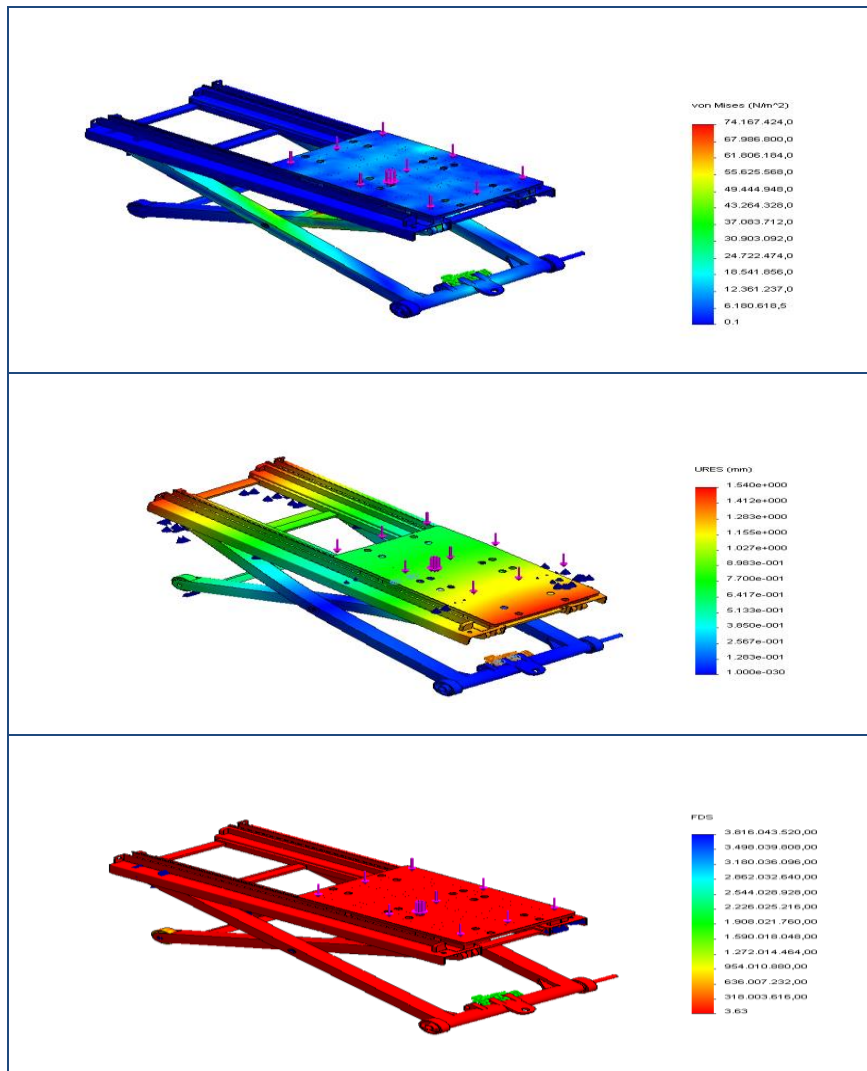


Figura 6.47: Esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad en la posición media del elevador con la carga en el extremo derecho.

Elaborado por: Miguel Villegas.

En la figura 6.47 se observa que el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento máximo y el factor de seguridad tienen valores de 74.167 MPa, 1.54 mm y 3.63 respectivamente, estos valores determinan que la estructura soportara los esfuerzos y brindara buena seguridad cuando la estructura soporte la carga en la posición inicial del carro de desplazamiento lineal.

g) Estructura inclinada.

La estructura inclinada servira de soporte de la caja de transmisión y permitira el desplazamiento de la caja desde la plataforma de elevación hidraulica hacia el carro de desplazamiento transversal que permite transportar la caja de transmisión fuera del vehiculo cuando se necesite dar mantenimiento a algun elemento de la caja de transmisión.

Esfuerzo de Von Mises

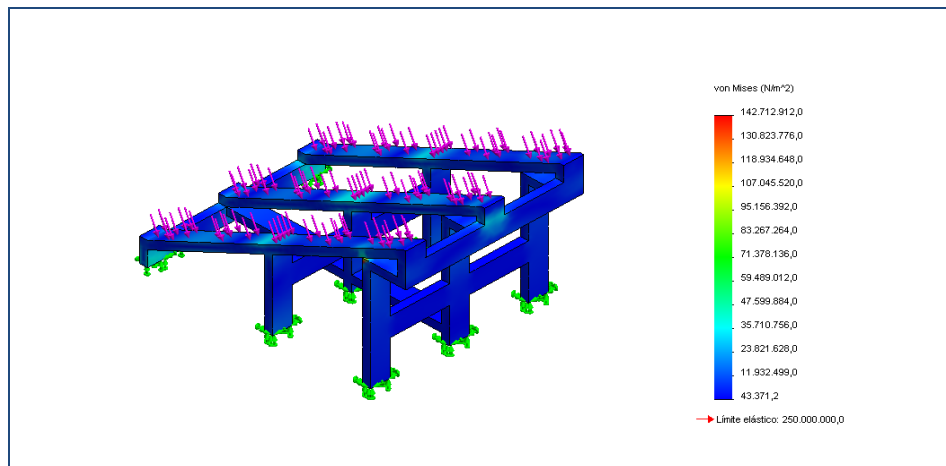


Figura 6.48: Tensión de Von Mises en la estructura inclinada.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El máximo valor de tensión de Von Mises que se visualiza en el grafico 6.48 es de 146,713 MPa y que al estar por debajo del valor del límite de fluencia de 250 Mpa que corresponde a un Acero A36 se concluye que el diseño es el adecuado y soportara adecuadamente el valor de esfuerzo máximo al que estará expuesto.

Análisis de Desplazamientos

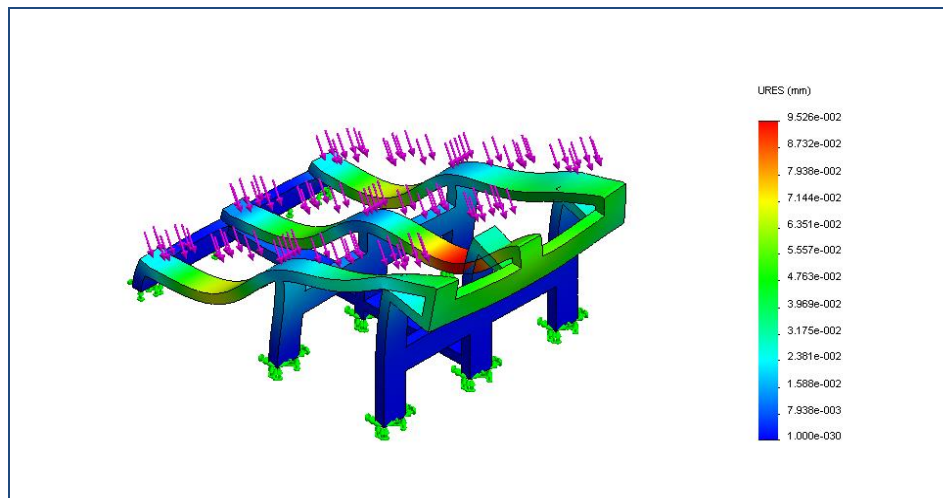


Figura 6.49: Análisis de desplazamientos en la estructura inclinada.

Elaborado por: Miguel Villegas.

El desplazamiento máximo al realizar el análisis de desplazamientos es de 0,0953 mm que es lo suficientemente bajo para no provocar problemas durante el desplazamiento de la caja de transmisión.

Factor de seguridad

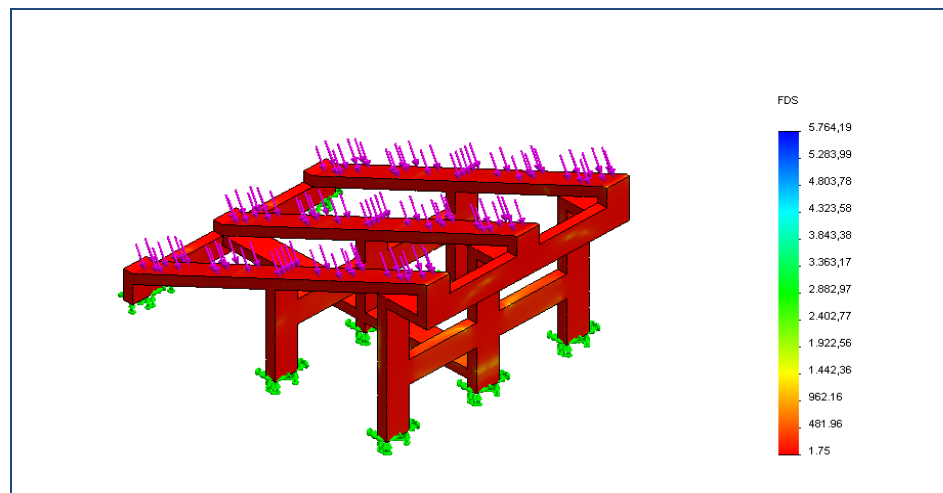


Figura 6.50: Distribución del factor de seguridad en la estructura inclinada.

Elaborado por: Miguel Villegas.

La figura 6,50 muestra un valor mínimo de seguridad igual a 1,8 el mismo es un factor de seguridad aceptable, de esta manera se asegura que el elemento no falle cuando soporte el peso de la caja de transmisión.

6.7 Metodología

Una vez finalizado el diseño de cada uno de los componentes del elevador hidráulico, en el cual se determinó la configuración geométrica, las dimensiones y los materiales idóneos que se deben utilizar se procederá con su construcción.

En este apartado se describen los procesos de construcción de todos los componentes así como también sus características principales.

6.7.1 Mecanismo de elevación


Soporte inferior del mecanismo de tijeras

El soporte inferior está conformado por un eje de 55 mm de diámetro que fue torneado a fin de obtener secciones de 17 mm de diámetro en sus extremos, además a este eje se soldaron 4 pletinas dos pletinas de 20 mm una de 12 mm y una de 16 mm de espesor previamente taladradas teniendo así agujeros de 17 mm de diámetro.

Todo este conjunto fue soldado a dos tubos cuadrados de 50 mm de lado y 4 mm de espesor los cuales fueron cortados y taladrados obteniendo así agujeros de 17 mm de diámetro distribuidos en los extremos de cada tubo, además en el medio de cada tubo se realizó perforaciones de 25 mm de diámetro que servirán como alojamiento para bocines de bronce con un diámetro interno de 17 mm en los cuales se alojaron los pasadores de acero formando así un buen par tribológico y garantizando un movimiento suave en el mecanismo y tratando de tener el menor desgaste posible entre los dos componentes en contacto.

De esta manera queda conformado el soporte inferior del mecanismo de tijeras que servirá de soporte base del cilindro hidráulico y del sistema de seguridad, además alojara en sus extremos ruedas para el desplazamiento del elevador y también alojara en uno de sus extremos la bomba manual hidráulica.

Tabla 6.5: Características de soporte inferior del mecanismo de tijeras.

Figura	Características	
	Dimensiones	114,5x66,9x5,5 cm
	Peso	20,8 Kg
	Material	Acero ASTM 500
	Cantidad	1


Elaborado por: Miguel Villegas.

Soporte superior del mecanismo de tijeras

Este elemento está conformado por 3 placas, dos de 20 mm de espesor y una de 14 mm las cuales fueron cortadas y pulidas con el fin de obtener la forma deseada en cada una de ellas posteriormente fueron taladradas para obtener agujeros de 17 mm de diámetro en cada placa, todas estas placas se soldaron a una barra cuadrada de 50 mm de lado y a su vez se soldó esta barra con los 2 tubos cuadrados de 50 mm de lado y 4 mm de espesor los cuales fueron previamente cortados y perforados en sus extremos y en el medio de cada tubo, de esta manera queda conformado el soporte principal que servirá en el cual se acoplara el extremo superior del cilindro hidráulico y transmitirá el movimiento a al mecanismo de elevación.

Todas las soldaduras se realizaron con el proceso SMAW y se utilizó un electrodo 7018 con los valores adecuados de voltaje y amperaje para obtener un cordón de soldadura aceptable.

Tabla 6.6: Características de soporte principal de mecanismo de tijeras.


Figura	Características	
	Dimensiones	110x34,6x10,6 cm
	Peso	23,3 Kg
	Material	Acero ASTM 500
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Pasadores del mecanismo de elevación

Los pasadores se obtendrán torneando un eje de acero de 1 pulgada con diferentes diámetros y longitudes de acuerdo a lo especificado en los planos y servirán para acoplar los diferentes componentes de mecanismo de elevación, los mismos son de gran importancia ya que en ellos se concentraran los esfuerzos presentes en el mecanismo por lo que fueron minuciosamente diseñados y en los cuales se utilizó un acero de gran resistencia con el fin de evitar que estos componentes fallen.

Tabla 6.7: Características de los pasadores del mecanismo de elevación.


Figura	Características		
	Cantidad	Longitud	Diámetro
	4	62 mm	13 mm
	2	62 mm	17 mm
	2	125 mm	17 mm
	1	88 mm	17 mm
	1	134 mm	17 mm
Material	Acero AISI 4140		

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ruedas de mecanismo de elevación

El mecanismo de elevación cuenta con 6 ruedas cuatro ruedas para el desplazamiento de la plataforma hidráulica y dos ruedas para soporte y desplazamiento de la plataforma superior.

Tabla 6.8: Características de las ruedas del mecanismo de elevación.

Figura	Características		
	Cantidad	Diámetro exterior	Diámetro Interior
	4	77 mm	17 mm
	2	60 mm	17 mm
	Material	Hierro Fundido	

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ensamble del mecanismo de elevación

En el siguiente grafico se muestra el mecanismo de elevación y el mismo servirá de soporte para todos los elementos que conforman la plataforma elevadora hidráulica.



Figura 6.51: Ensamble del mecanismo de elevación.


Elaborado por: Miguel Villegas.

6.7.2 Sistema Hidráulico

Cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico dará movimiento al mecanismo de elevación y esta seleccionado en función de las dimensiones y requerimientos de fuerza que se necesita en la plataforma de elevación.

Tabla 6.9: Características del cilindro hidráulico.


Figura	Características	
	Diámetro exterior	57 mm
	Diámetro del vástago	38 mm
	Longitud	37 cm
	Carrera	25 cm
	Capacidad	10 Toneladas
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Bomba hidráulica

La bomba hidráulica dará la presión necesaria al cilindro para poder elevar la carga, esta bomba es de accionamiento manual y tiene las siguientes características técnicas.

Tabla 6.10: Características de la bomba hidráulica manual.

Figura	Características	
	Dimensiones	39 x 12 x 11 cm
	Presión máxima de trabajo	70 Mpa
	Peso	11 Kg.
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ensamble del sistema hidráulico al mecanismo de elevación

Una vez seleccionado el cilindro y la bomba manual hidráulica se acopla el sistema hidráulico con la manguera y acoples especificados en el apartado 6.6.10 quedando así completo el sistema de elevación hidráulico.



Figura 6.52: Estructura del mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.


6.7.3 Sistema seguridad

Barra cuadrada dentada

Esta barra está compuesta de 15 dientes que en uno de sus lados tendrá una superficie inclinada que permitirá en un sentido el deslizamiento de una pletina, es decir el deslizamiento cuando se eleve el mecanismo de elevación y en el sentido contrario permitirá el bloqueo del sistema.

Para obtener la geometría adecuada de los dientes de la barra se utilizara una fresadora y posteriormente se realizara un pulido de la superficie.

Tabla 6.11: Características de la barra cuadrada dentada.


Figura	Características	
	Lado	34 mm
	Longitud	35 cm
	Peso	2,72 Kg.
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Guía de barra dentada

La guía está formada por un tubo cuadrado cortado y pulido en el cual se debe soldar una pletina para mejorar su resistencia y también se deben soldar dos pequeñas pletinas que servirán de apoyo para los demás elementos.

Tabla 6.12: Características de guía de barra dentada.


Figura	Características	
	Dimensiones	30 x 9,7 x 4 cm
	Peso	2 Kg
	Material	Acero ASTM A36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Seguro de barra dentada

Este seguro tiene la finalidad de boquear el todo el sistema de seguridad cuando se requiera y para su construcción se utilizara una pletina de acero soldada y perforada según sus especificaciones en planos.

Tabla 6.13: Características de seguro de barra dentada.


Figura	Características	
	Dimensiones	70 x 30 x 19 mm
	Peso	0,1 Kg
	Material	Acero ASTM A36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Acople de seguro

Este elemento permitirá la unión articulada del seguro de la barra dentada y la palanca de control del sistema de seguridad y está construida de una pletina la cual fue doblada y taladrada y en la que se soldó una tuerca que permita la conexión con la palanca de control.

Tabla 6.14: Características de acople de seguro.

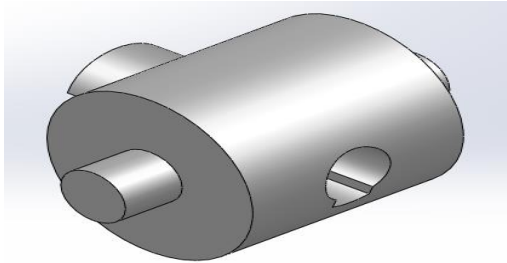
Figura	Características	
	Dimensiones	38 x 14 mm
	Peso	0,02 Kg
	Material	Acero ASTM A36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Rodillo guía

Este elemento será torneado y perforado y servirá como guía para la palanca de control.

Tabla 6.15: Características de rodillo guía.


Figura	Características	
	Diámetro exterior	25,4 mm
	Diámetro interior	8 mm
	Material	Acero AISI 1018
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Palanca de control

Esta palanca servirá para activar y desactivar el sistema de seguridad y se construirá con eje que será torneado y soldado.

Tabla 6.16: Características de la palanca de control.

Figura	Características	
	Diámetro	8 mm
	Longitud	27,4 mm
	Material	Acero AISI 1018
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ensamble del sistema de seguridad al mecanismo de elevación hidráulico.

Al activarse el sistema de seguridad se garantizará que la estructura no se venga abajo en caso de que falle el pistón hidráulico, manteniendo firme la estructura hasta que se tomen medidas correctivas adecuadas.



Figura 6.53: Estructura del mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

6.7.4 Sistema de desplazamiento lineal

Soporte superior

Este elemento está formado principalmente por dos perfiles en U que tiene una sección de 125 mm x 50 mm cortados y taladrados de acuerdo a lo especificado en los planos, unidos mediante pletinas de 30 x 12 mm de sección, también en su parte superior se encuentra unido mediante cordones de soldadura a un riel que servirá de guía para la plataforma de desplazamiento lineal y en su parte inferior se soldara un par de placas de 20 mm de espesor que se unirán mediante pasadores al sistema de elevación hidráulica.

Este elemento distribuirá la carga a los cuatro puntos de apoyo del mecanismo de elevación de tijeras.

Tabla 6.17: Características del soporte superior.


Figura	Características	
	Dimensiones	111 x 47 x 9 cm
	Peso	30,8 Kg
	Material	Acero ASTM A 36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Plataforma de desplazamiento superior

Esta plataforma está construida con pletina que tiene una sección de 30 x 12 mm cortada y soldada a fin de conseguir el elemento deseado, en esta plataforma se acoplaran ruedas en la parte inferior para facilitar su desplazamiento y en su parte superior un plancha de acero en la cual se apoyara la caja de transmisión, además está aloja las camisas de las tuercas de los tornillos de potencia.

Tabla 6.18: Características de plataforma de desplazamiento superior.

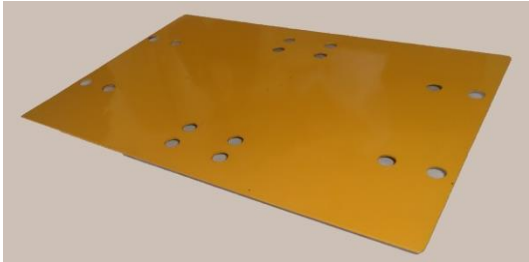
Figura	Características	
	Dimensiones	56 x 36,9 x 6,8 cm
	Peso	26 Kg
	Material	Acero ASTM A 36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Plancha superior

Este elemento se fabricara de un acero ASTM A36 el cual una vez cortado y pulido será taladrado para obtener 16 agujeros de 19 mm de diámetro que servirán para acoplar los estabilizadores de la caja de transmisión.

Tabla 6.19: Características de plancha superior.

Figura	Características	
	Dimensiones	56 x 36,9 x 3,3 cm
	Peso	5,1 Kg
	Material	Acero ASTM A 36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Estabilizador Lateral

El estabilizador lateral está constituido de tal manera que pueda acoplarse a la superficie de la caja de transmisión evitando así que esta se vuelque y genere algún tipo de riesgo para el operario.

Tabla 6.20: Características del estabilizador lateral.

Figura	Características	
	Dimensiones	21 x 14 x 10 cm
	Peso	0,45 Kg
	Material	Madera
	Cantidad	2

Elaborado por: Miguel Villegas.

Estabilizador Frontal

El estabilizador frontal evita que la caja de transmisión resbale en la plancha superior, de esta manera la caja de transmisión avanza sin ningún problema conjuntamente con la plataforma de desplazamiento lineal.

Tabla 6.21: Características del estabilizador frontal.


Figura	Características	
	Dimensiones	20 x 6,6 x 4 cm
	Peso	0,28 Kg
	Material	Madera
	Cantidad	2

Elaborado por: Miguel Villegas.

Tornillo de potencia

El tornillo de potencia se realiza en un eje de 1 pulgada de diámetro y será de 3 entradas con la finalidad de obtener un buen avance para la plataforma de desplazamiento lineal.

Tabla 6.22: Características del tornillo de potencia.

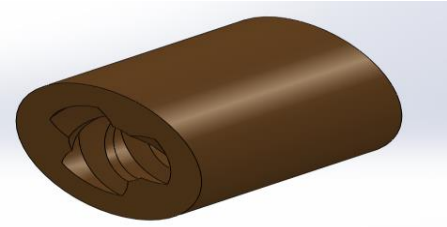
Figura	Características	
	Dimensiones	20 x 6,6 x 4 cm
	Peso	0,28 Kg
	Material	Madera
	Cantidad	2

Elaborado por: Miguel Villegas.

Tuerca de tornillo de potencia

El tornillo de potencia se realiza en un eje de 1 pulgada de diámetro y será de 3 entradas con la finalidad de obtener un buen avance para la plataforma de desplazamiento lineal.

Tabla 6.23: Características de la tuerca de tornillo de potencia.


Figura	Características	
	Dimensiones	20 x 6,6 x 4 cm
	Peso	0,28 Kg
	Material	Madera
	Cantidad	2

Elaborado por: Miguel Villegas.

Soporte de engranes

Este elemento aloja pasadores y cojinetes que a su vez sirven de soporte para los tornillos de potencia y el sistema de engranes y construido de un placa de acero cortado, pulido y taladrado conformando así el soporte para los engranes y también para los tornillos de potencia.

Tabla 6.24: Características del soporte de engranes.

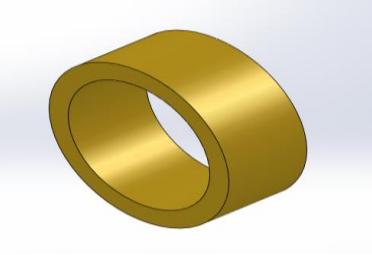
Figura	Características	
	Dimensiones	45,1 x 7,6 x 4,2 cm
	Peso	2,1 Kg
	Material	Acero ASTM A 36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Cojinetes de tornillos de potencia

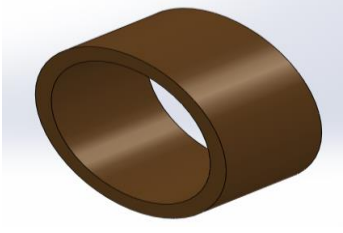
Estos cojinetes alojaran a los tornillos de potencia permitiendo un movimiento circular de forma suave, además el material de los cojinetes y los tornillos de potencia forman un buen par tribotecnico garantizando así el funcionamiento prolongado de estos elementos.

Tabla 6.25: Características del cojinete de piñón de entrada.

Figura	Características	
	Diámetro exterior	25,4 mm
	Diámetro interior	20 mm
	Material	Bronce fosfórico
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Tabla 6.26: Características de los cojinetes de los engranes de salida.


Figura	Características	
	Diámetro exterior	24 mm
	Diámetro interior	20 mm
	Material	Bronce fosfórico
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Piñón de entrada

El piñón de entrada tiene un eje en su extremo el cual sirve para poder accionar manualmente el sistema de engranes y torillos de potencia.

Tabla 6.27: Características de los engranes de salida.


Figura	Características	
	Diámetro exterior	78 mm
	Numero de dientes	24 mm
	Material	Acero ASTM A36
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Engranes de salida

Los engranes de salida reciben el movimiento generado en el piñón de entrada y transmiten este movimiento a los tornillos de potencia para el desplazamiento de la plataforma de movimiento lineal, además estos engranes tiene una relación de transmisión de 1,2 es decir que por cada vuelta del piñón de entrada los engranes de salida giraran 1/5 de vuelta más que el piñón de entrada, esto con la finalidad de ganar un poco más de avance por cada revolución del piñón de entrada.

Tabla 6.28: Características de los engranes de salida.

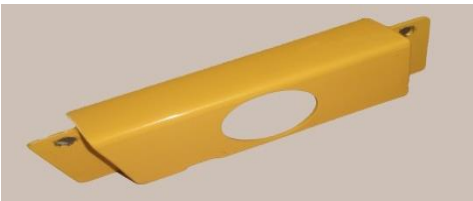
Figura	Características	
	Diámetro exterior	66 mm
	Numero de dientes	20 mm
	Material	Acero ASTM A36
	Cantidad	2

Elaborado por: Miguel Villegas.

Protector de engranes

Este elemento cubre el sistema de engranes de tal manera que no genere riesgos para los operarios principalmente en sus extremidades superiores (manos), otro de los objetivos del protector de engranes es proteger este sistema de suciedad e impurezas que pueden afectar su correcto funcionamiento. Este elemento está construido de una plancha cortada, doblada, soldada y taladrada según sus especificaciones geométricas.

Tabla 6.29: Características de los engranes de salida.


Figura	Características	
	Dimensiones	26,9 x 8,4 x 3 cm
	Peso	0,47 Kg
	Material	Acero ASTM A653
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Mango de agarre

Este elemento será torneado para conseguir la forma deseada y posteriormente será taladrado para obtener el agujero en el que se acoplara el eje del engrane de entrada, este elemento rotara en eje del engrane de entrada y permitirá el accionamiento suave y rápido del sistema de desplazamiento lineal.

Tabla 6.30: Características del mango de agarre.

Figura	Características	
	Diámetro exterior	30 mm
	Numero de dientes	10 mm
	Material	Acero AISI 1018
	Cantidad	1

Elaborado por: Miguel Villegas.

Ensamble total de la plataforma de elevación hidráulica.

Con todos los elementos del sistema de desplazamiento lineal y con el mecanismo de elevación hidráulica acoplado al sistema de seguridad se procede al ensamble de la plataforma elevadora hidráulica que se muestra en la siguiente figura.



Figura 6.54: Ensamble del mecanismo de elevación.

Elaborado por: Miguel Villegas.

6.8 Administración

En la parte administrativa se realizará un análisis del costo de materiales y mano de obra para la construcción de los elementos de la plataforma elevadora hidráulica.

También para un funcionamiento continuo de la máquina, los componentes de la plataforma elevadora hidráulica siempre deben estar en óptimas condiciones, por tales motivos se hace necesario establecer un plan de mantenimiento acorde las necesidades de trabajo y también acorde al ambiente en el que va a trabajar el elevador hidráulico.

6.8.1 Análisis de Costos

Para el análisis de costos se tomaran en cuenta todos los rubros que involucra la construcción de la plataforma elevadora hidráulica, los mismos que se generan por la compra de materiales, maquinaria y mano de obra.

Costos Directos

Los costos directos se generan por la adquisición de materiales que se utilizaran para la construcción e instalación de la plataforma elevadora. Las siguientes tablas muestran los valores correspondientes a estos costos.

El sistema hidráulico necesita de varios componentes para su correcto funcionamiento a continuación se detallan los rubros generados por cada uno de sus componentes.

Tabla 6.31: Costos de componentes hidráulicos.

COSTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
Pistón Hidráulico	1	370	370
Bomba Hidráulica Manual	1	230	230
Manguera de alta presión (5/8 pulg)	1	16	16
Acoples para extremos de manguera (5/8 pulg)	2	3	6
Acoples de gran caudal (5/8 pulg)	2	12	24
Adaptadores para manómetro	2	6	12
Manómetro (700 Barres)	1	20	20
TOTAL (\$)			678

Elaborado por: Miguel Villegas.

Para la construcción de la estructura de tijeras, así como también para todos los demás componentes del elevador se necesitaran de los siguientes materiales.

Tabla 6.32: Costos de materiales mecánicos.

COSTO DE MATERIALES MECÁNICOS				
DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	TOTAL (\$)
Perfil estructural en U	125x50x3 mm	2,5 m	4,26	10,65
Platina de Acero ASTM A 36	30x12 mm	10 m	3,92	39,15
Platina de Acero ASTM A 36	150x20 mm	2,5 m	7	17,5
Tubo estructural cuadrado ASTM A 500	50x4 mm	4,5 m	6,5	29,25
Plancha antideslizante ASTM A 36	560x369x3 mm	0,21 m ²	24	5,04
Plancha galvanizada ASTM A653	500x500x2 mm	0,25 m ²	18	4,5
Eje de Acero AISI 1018	ø 25,4 mm	2 m	7,5	15
Eje de Acero AISI 4140	ø 25,4 mm	1,5 m	13,53	20,30
Barra cuadrada de Acero AISI 1010	50x50 mm	25 cm	0,89	22,28
Barra cuadrada de Acero AISI 1010	34x34 mm	35 cm	0,491	17,16
Barra de Bronce fosfórico SAE 40	ø 25,4 mm	30 cm	0,55	16,5
Corredera lineal	50x34 mm	4	12	48
Eje de Acero AISI 1018	ø 55 mm	45 cm	0,4	18
Perno	7/16 x 2 pulg	4	0,4	1,6
Tuerca	7/16 pulg	4	0,15	0,6
Arandela plana	7/16 pulg	4	0,1	0,4
Perno	5/16 x 1 pulg	2	0,2	0,4
Arandela plana	11/16 pulg	11	0,20	2,2
Electrodo 7018	1/8 pulg	8 Lb	4	32
Pintura	---	7 Lts	8	56
Ruedas	3 x 1,5 pulg	6	5,74	34,46
Madera	120x140	1 m	10	10
TOTAL (\$)				401

Elaborado por: Miguel Villegas.

De esta manera los costos directos totales están dados por:

Tabla 6.33: Costos directos.

COSTOS DIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
Costos del sistema hidráulico	678
Costos de materiales mecánicos	401
TOTAL (\$)	1079

Elaborado por: Miguel Villegas.

Costos Indirectos

Los costos indirectos están dados por los rubros generados por el uso de maquinaria y mano de obra indispensable para la construcción del elevador.

En la siguiente tabla se detallara al tipo de maquinaria y su costo por hora, para determinar así el costo total generado por este rubro.

Tabla 6.34: Costos de maquinaria.

COSTOS DE MAQUINARIA			
MÁQUINA	TIEMPO DE USO (HORAS)	COSTO POR HORA	TOTAL (\$)
Fresadora	8	8	64
Torno	16	6	96
Taladro	4	2	8
Soldadora eléctrica	24	4	96
Amoladora	3	3	9
Cortadora de plasma	1	20	10
Esmeril	4	3	12
Compresor	1	5	5
TOTAL (\$)			300

Elaborado por: Miguel Villegas.

Para los costos de mano de obra se tomara en cuenta al técnico del proyecto quien es el encargado de dirigir e inspeccionar el desarrollo del proyecto y el operador de la

maquinaria quien será el encargado de ejecutar los procesos para la obtención de los diferentes componentes del elevador.

Tabla 6.35: Costos de mano de obra.

COSTOS DE MANO DE OBRA				
DESCRIPCIÓN	COSTO POR HORA (\$)	TIEMPO EMPLEADO		COSTO DE OBRA (\$)
		HORAS	DÍAS	
Técnico	3	96	12	288
Operador de Maquinaria	2	96	12	192
TOTAL (\$)				480

Elaborado por: Miguel Villegas.

Así los costos totales indirectos están dados por:

Tabla 6.36: Costos Indirectos.

COSTOS INDIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
Costos de maquinaria	300
Costos de mano de obra	480
TOTAL (\$)	780

Realizado por: Miguel Villegas.

Costo Total

El costo total está dado por la suma de los costos totales directos y los costos totales indirectos.

Tabla 6.37: Costo Total.

COSTO TOTAL	
DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
COSTOS DIRECTOS	1079,1
COSTOS INDIRECTOS	780
IMPREVISTOS	100
TOTAL (\$)	1959

Elaborado por: Miguel Villegas.

6.8.2 Planeación

El elevador siempre debe estar disponible en el taller automotriz para trabajar de forma inmediata ya que los requerimientos de trabajo así lo precisan, con tales fines se debe realizar semanalmente la verificación e inspección minuciosa de cada uno de los componentes del elevador enfocados en los siguientes parámetros que garantizan su funcionalidad:

- Verificar que ningún elemento de unión, en este caso pasadores y pernos de sujeción se encuentren fuera de lugar o flojos.
- Inspeccionar que no existan fisuras o desgastes en los elementos del elevador, si es así proceder inmediatamente con su reparación.
- Inspeccionar que la pintura de cada uno de los componentes se encuentre siempre en buen estado ya que de no ser así puede causar corrosión que desgastaría rápidamente la superficie afectada.
- Verificar que el sistema hidráulico no presente fugas en ninguno de sus componentes.
- Chequear que el nivel de aceite en la bomba manual se encuentre en el nivel adecuado.
- Inspeccionar que el sistema de desplazamiento lineal se deslice suavemente y que no se presenten impurezas en los carriles en los que se mueve la plataforma.
- Comprobar que el sistema de seguridad funcione correctamente, esto se puede realizar sin la necesidad de aplicar carga al elevador.

Al encontrar alguna anomalía en la inspección realizada se debe proceder rápidamente con su respectiva reparación, además de lo expuesto anteriormente se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones para la utilización del elevador.

- Transportar suavemente la plataforma elevadora sobre la superficie para evitar vibraciones que pueden dar lugar a un desgaste acelerado de los componentes.

- Colocar la plataforma elevadora siempre en superficies aplanadas para una buena estabilidad de la misma.
- Alinear y centrar correctamente la plataforma elevadora con respecto a la caja de transmisión que se vaya a desmontar.
- Situar en la posición adecuada los estabilizadores para mantener fija la caja de transmisión durante su desmontaje y montaje.
- Mantener siempre activado el sistema de seguridad cuando la caja de transmisión se esté elevando.

6.8.3 Organización

Para evitar cualquier contratiempo y que el trabajo se realice de forma rápida y eficiente se deben tomar en cuenta lo señalado con anterioridad, además de que todo esto dependerá en gran medida del operario y de su concentración e interés en el trabajo.

6.8.4 Dirección

En cada trabajo de mantenimiento el jefe de taller debe guiar cada una de las operaciones ya que las mismas tienen variantes dependiendo del tipo de vehículo en el que se esté trabajando.

6.8.5 Control

El cumplimiento de cada actividad que involucra el manejo de la plataforma elevadora hidráulica, será fundamental para conseguir el nivel de seguridad deseado en el proceso de mantenimiento de cajas de transmisión y debe ser cuidadosamente controlado en primera instancia por el operario y en segunda instancia por el jefe de taller.

6.9 Previsión de la evaluación

Con la culminación de este trabajo de investigación que se enfoca directamente a contribuir con el desarrollo y repotenciación de los talleres automotrices dedicados a dar mantenimiento a un gran número de vehículos de transporte pesado, se pudo realizar mejoras significativas en lo referente a seguridad en uno de sus procesos de mantenimiento quedado pendiente todavía un gran número de procesos de mantenimiento que implican riesgos laborales a los que se exponen los trabajadores en sus actividades diarias y que al ser riesgos que pueden perjudicar la integridad física de las personas que se dedican a este trabajo merecen estudios que definan soluciones y que se adapten de manera concreta a las necesidades reales que se tienen en los procesos de mantenimiento en talleres automotrices algunos de los procesos que se pueden estudiar se exponen a continuación.

Análisis de riesgos en el proceso de mantenimiento de motores de combustión interna de vehículos de transporte pesado.

Para la realización de este tipo de mantenimiento el motor de combustión interna de los vehículos de transporte pesado debe ser desmontado en su totalidad y siguiendo un proceso que varía en función del tipo de vehículo y en cada proceso los trabajadores deben realizar actividades que en la mayoría de casos implican riesgos mecánicos uno de ellos es cuando el motor se debe desacoplar del chasis del vehículo un trabajador debe alzar el motor para poder desacoplar las bases del mismo exponiéndose a cortes, golpes y aplastamiento del motor ya que por su gran peso es difícil realizar cualquier movimiento en el mismo, todo el proceso de desacople y acople del motor implica riesgos que deben disminuirse o eliminarse, esto se lo podría lograr con adecuado estudio de riesgos mecánicos.

Análisis de riesgos en el proceso de mantenimiento de frenos en vehículos de transporte pesado.

El mantenimiento de frenos, específicamente los procesos que implican el desacople de las ruedas del vehículo ya sea para cambio de las fibras de frenado o para el reemplazo de rodamientos, cambio de grasa etc., implica un esfuerzo físico grande en los trabajadores que deben exponerse a sufrir lesiones debido a las posiciones inadecuadas que deben tomar para poder desacoplar y acoplar la ruedas que tienen un gran tamaño y peso, por ende se podría contribuir con el estudio de los riesgos que implica este tipo de mantenimiento y proponer soluciones que faciliten y cuiden la integridad física de los trabajadores.

7. Bibliografía

1. Arbeláez, D. (2008). Metodología para la Gestión de Riesgos.
2. Castro, J. (2012). Tecnología de la seguridad y salud laboral.
3. León, I. d. (2008). Guía de prevención de riesgos laborales en los servicios de reparación y mantenimiento rápido de vehículos en Casilla León.
4. Madrid, U. C. (2010). Prevención de Riesgos Laborales .
5. Morales, L. (2012). Riesgos mecánicos y su influencia en la seguridad laboral de la planta de producción en la empresa "PATIFICIO AMBATO". Ambato.
6. Ramirez, C. (2005). Seguridad industrial: Un enfoque integral . México.
7. Rode, R. (2005). Puestos de trabajo. recopilado de <http://www.monografias.com/trabajos31/puesto-de-trabajo/puesto-de-trabajo.shtml>.
8. Torres, M. (1996). Serautos Servicios Automotrices.
9. Golovachev in Metallurgist (1980).El uso de la teoría del biorritmo en el trabajo preventivo en materia de seguridad industrial.
10. NORTON, Robert L. (1999) Diseño de Máquinas. México: editorial Prentice-Hall (Pearson).
11. Shigley, E, & Charles, R. (2008). Diseño en ingeniería mecánica, Editorial: McGraw-Hill. Octava edición.

12. Arriaga. J. A. (2010). “Diseño de máquina elevadora tipo tijeras para mantenimiento automotriz” (Tesis de ingeniería Mecánica Escuela Superior Politécnica del Litoral).

13. G. Torres, L. Tarco, O. Villavicencio (2010). “Diseño y construcción de un elevador electrohidráulico tipo tijera para vehículos de hasta 2 toneladas” (Tesis de ingeniería en Mecánica Automotriz Escuela Politécnica del Ejército).

14. Universidad de los Andes. Escuela de Mecánica cátedra de diseño. (2010). Tornillos de potencia. Mérida. Recopilado de <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/TORNILLOPOTENCIA.pdf>.

15. Vargas F. P. (2011). “Sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad” (Tesis de ingeniería Mecánica Universidad Técnica de Ambato).

ANEXOS

Anexo 1.

Norma NTP 333



NTP 333: Análisis probabilístico de riesgos: Metodología del "Árbol de fallos y errores"



Analyse des probabilités des risques: L'analyse par "arbre des défauts"
Probabilistic Risk Analysis: "Fault Tree Analysis"

Vigencia	Actualizada por NTP	Observaciones
Válida		
ANÁLISIS		
Criterios legales		Criterios técnicos
Derogados:	Vigentes:	Desfasados: Operativos: Si

Redactores:

Tomás Piqué Ardanuy
Ingeniero Técnico Químico
Licenciado en Derecho

Antonio Cejalvo Lapeña
Ingeniero Industrial

CENTRO NACIONAL DE CONDICIONES DE TRABAJO

Introducción

Habida cuenta que las técnicas evolucionan rápida y continuamente y que la complejidad de los sistemas e instalaciones industriales es creciente, resulta cada vez más limitado establecer programas de seguridad únicamente en base a los conocimientos adquiridos o por extrapolación de situaciones similares.

Ciertamente, los conocimientos y la experiencia permiten establecer reglas generales, apoyándose en normas y reglamentaciones que se deben cumplir, pero la seguridad a exigir e implantar en una instalación o en un proceso concreto intrínsecamente peligroso precisa de una evaluación puntual de los peligros existentes.

Esta evaluación, que conocemos como "análisis de riesgos", nos habrá de permitir identificar los riesgos y evaluarlos cualitativamente y, si cabe, también cuantitativamente.

Ello no es tarea fácil cuando el riesgo viene determinado por diversidad de factores de riesgo o de posibles fallos en su mayoría concatenados entre sí. Es imprescindible discernir y considerar todos los fallos significativos para estimar sus consecuencias y la probabilidad de acontecimiento, para finalmente conocer el riesgo de que sucedan determinados accidentes. Y a resultados de ello establecer un programa de mejoras y de control del riesgo.

Esta NTP tiene por objeto dar a conocer a nivel introductorio la Metodología del "Árbol de fallos y errores" como técnica para el "análisis de riesgos" que nos ha de facilitar la determinación del riesgo propio de cada situación, cuando se conjuga una diversidad de fallos a estudiar. Aunque la técnica se aplica fundamentalmente para el análisis de riesgos a partir de acontecimientos finales muy graves que pueden suceder en procesos industriales y que, por supuesto, se trata de evitar, también resulta útil en situaciones en las que se pretende analizar "hacia atrás" el origen de determinados sucesos indeseados.

Antecedentes del análisis por el "árbol de fallos y errores"

El método de análisis del "Árbol de Fallos" (FTA: Fault Tree Analysis) (en esta NTP hablamos de "Árbol de fallos y errores" para permitir diferenciar terminológicamente los fallos de los componentes de las instalaciones de los errores en el comportamiento humano) fue concebido y utilizado por vez primera en 1962 por H. A. Watson, de Bell Telephone Laboratories, en relación con un contrato de Air Force para evaluar las condiciones de seguridad de los sistemas de tiro de los misiles ICBM Minuteman.

A partir de ese momento, esta técnica de análisis de riesgos ha sido profusamente utilizada y perfeccionada por parte de instalaciones nucleares, aeronáuticas y espaciales, extendiéndose después su empleo para la evaluación de riesgos a las industrias electrónica, química, petroquímica, etc.

Actualmente, las graves catástrofes industriales que han ocurrido en el mundo (Feyzin, Flixborough, Bophal, Chernobil, etc.) han sensibilizado a la opinión pública, motivando a las autoridades a legislar sobre el tema, tanto a nivel de la Unión Europea como a nivel

interno de cada país. Así, la "Directiva Seveso" y sus posteriores modificaciones transpuestas a nuestra legislación interna obligan a ciertas industrias a realizar estudios de sus riesgos potenciales capaces de actualizarse en accidentes mayores.

Si para la identificación y evaluación cualitativa de riesgos en procesos químicos es el Hazop (Análisis funcional de operabilidad) el procedimiento más utilizado (NTP 238-1989), para su cuantificación el método del "árbol de fallos y errores" expuesto en la presente NTP es un método clave, aunque su aplicación legal queda limitada en nuestra reglamentación sobre prevención de accidentes mayores a cuando la autoridad competente lo exija.

Descripción del método

Se trata de un método deductivo de análisis que parte de la previa selección de un "suceso no deseado o evento que se pretende evitar", sea éste un accidente de gran magnitud (explosión, fuga, derrame, etc.) o sea un suceso de menor importancia (fallo de un sistema de cierre, etc.) para averiguar en ambos casos los orígenes de los mismos.

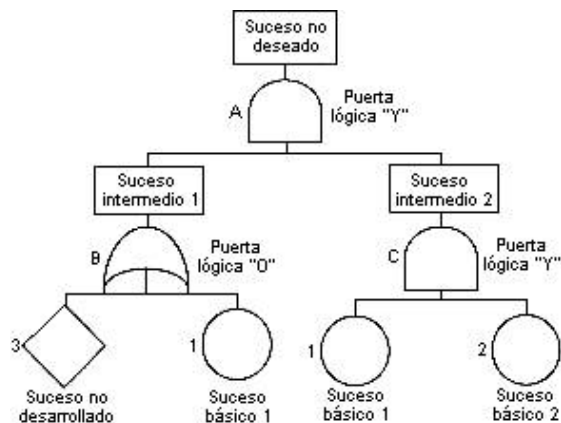


Fig. 1: Representación gráfica del árbol de fallos

Seguidamente, de manera sistemática y lógica se representan las combinaciones de las situaciones que pueden dar lugar a la producción del "evento a evitar", conformando niveles sucesivos de tal manera que cada suceso esté generado a partir de sucesos del nivel inferior, siendo el nexo de unión entre niveles la existencia de "operadores o puertas lógicas". El árbol se desarrolla en sus distintas ramas hasta alcanzar una serie de "sucesos básicos", denominados así porque no precisan de otros anteriores a ellos para ser explicados. También alguna rama puede terminar por alcanzar un "suceso no desarrollado" en otros, sea por falta de información o por la poca utilidad de analizar las causas que lo producen.

Los nudos de las diferentes puertas y los "sucesos básicos o no desarrollados" deben estar claramente identificados.

Estos "sucesos básicos o no desarrollados" que se encuentran en la parte inferior de las ramas del árbol se caracterizan por los siguientes aspectos:

- Son independientes entre ellos.
- Las probabilidades de que acontezcan pueden ser calculadas o estimadas.












Para ser eficaz, un análisis por árbol de fallos debe ser elaborado por personas profundamente conocedoras de la instalación o proceso a analizar y que a su vez conozcan el método y tengan experiencia en su aplicación; por lo que, si se precisa, se deberán constituir equipos de trabajo pluridisciplinarios (técnico de seguridad, ingeniero del proyecto, ingeniero de proceso, etc.) para proceder a la reflexión conjunta que el método propicia.

Desarrollo del árbol

Prefijado el "evento que se pretende evitar" en el sistema a analizar, se procede descendiendo escalón a escalón a través de los sucesos inmediatos o sucesos intermedios hasta alcanzar los sucesos básicos o no desarrollados que generan las situaciones que, concatenadas, contribuyen a la aparición del "suceso no deseado".

Para la representación gráfica de los árboles de fallos y con el fin de normalizar y universalizar la representación se han elegido ciertos símbolos que se representan en la Tabla 1.

Tabla 1: Símbolos utilizados para la representación del árbol de fallos

SÍMBOLOS	SIGNIFICADO DEL SÍMBOLO
	SUCESO BÁSICO. No requiere de posterior desarrollo al considerarse un suceso de fallo básico.
	SUCESO NO DESARROLLADO. No puede ser considerado como básico, pero sus causas no se desarrollan, sea por falta de información o por su poco interés.
	SUCESO INTERMEDIO. Resultante de la combinación de sucesos más elementales por medio de puertas lógicas. Asimismo se representa en un rectángulo el "suceso no deseado" del que parte todo el árbol.
	PUERTA "Y"  El suceso de salida (S) ocurrirá si, y sólo si ocurren todos los sucesos de entrada (E1 B1).
	PUERTA "O"  El suceso de salida (S) ocurrirá si ocurren uno o más de los sucesos de entrada (E1 B1).
	SÍMBOLO DE TRANSFERENCIA. Indica que el árbol sigue en otro lugar.
	PUERTA "Y" PRIORITARIA. El suceso de salida ocurrirá si, y sólo si todas las entradas ocurren en una secuencia determinada, que normalmente se especifica en una elipse dibujada a la derecha de la puerta.
	PUERTA "O" EXCLUSIVA. El suceso de salida ocurrirá si lo hace una de las entradas, pero no dos o más de ellas.
	PUERTA DE INHIBICIÓN. La salida ocurrirá si, y sólo si lo hace su entrada y además se satisface una condición dada (X).

Si alguna de las causas inmediatas contribuye directamente por sí sola en la aparición de un suceso anterior, se conecta con él mediante una puerta lógica del tipo "O".

Por ejemplo:

En el diagrama de flujo, el producto pasará del punto 1 al punto 2 si está abierta la válvula manual A o si está abierta la válvula neumática B, y su representación lógica es la especificada en la figura.

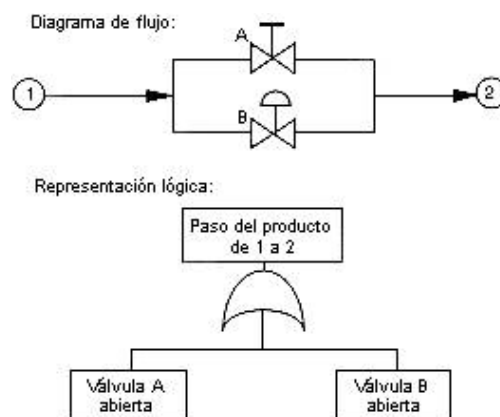


Fig. 2

Si son necesarias simultáneamente todas las causas inmediatas para que ocurra un suceso, entonces éstas se conectan con él mediante una puerta lógica del tipo "Y".

Por ejemplo:

En el diagrama de flujo representado, tienen que estar abiertas simultáneamente las válvulas A y B para que pase el producto del punto 1 al 2, y su representación lógica es la especificada en la figura.

Diagrama de flujo:



Representación lógica:

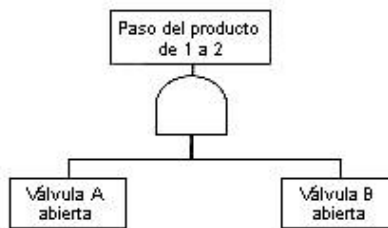


Fig. 3

Procediendo sucesivamente de esta forma, se sigue descendiendo de modo progresivo en el árbol hasta llegar a un momento en que, en la parte inferior de las distintas ramas de desarrollo, nos encontramos con sucesos básicos o no desarrollados. Habremos entonces completado la confección del árbol de fallos y errores.

Explotación del árbol

La explotación de un árbol de fallos puede limitarse a un tratamiento "cualitativo" o acceder a un segundo nivel de análisis a través de la "cuantificación" cuando existen fuentes de datos relativas a las tasas de fallo de los distintos componentes.

Evaluación cualitativa

Consiste en analizar el árbol sobre el plano de su estructura lógica para poder determinar las combinaciones mínimas de sucesos básicos que hagan que se produzca el suceso no deseado o evento que se pretende evitar (noción de "conjunto mínimo de fallos").

Además, la estructura lógica de un árbol de fallos permite utilizar el álgebra de Boole, traduciendo esta estructura a ecuaciones lógicas. Para ello se expone muy brevemente tal sistema de equivalencia lógica:

- Una puerta "O" equivale a un signo "+", no de adición sino de unión en teoría de conjuntos.
- Una puerta "Y" equivale a un signo "." equivalente a la intersección.

Algunas de las leyes y propiedades básicas del álgebra de Boole más importantes son:

- **Propiedad conmutativa:**

$$x + y = y + x$$

$$X \cdot y = y \cdot x$$

- **Propiedad asociativa:**

$$x + (y + z) = (x + y) + z$$

$$x \cdot (y \cdot z) = (x \cdot y) \cdot z$$

- **Propiedad distributiva:**

$$x \cdot (y + z) = x \cdot y + x \cdot z$$

$$(x + y) \cdot z = x \cdot y + x \cdot z$$

- **Propiedad idempotente:**

$$x \cdot x = x$$

$$x + x = x$$

- **Ley de absorción:**

$$x \cdot (x + y) = x$$

$$x + x \cdot y = x$$

De ello se extraen las siguientes consecuencias:

- Transformar el árbol de fallos en una función lógica.
- La posibilidad de simplificar la función lógica del árbol gracias a la constatación de falsas redundancias. La reducción de falsas redundancias (reducción booleana) consiste en simplificar ciertas expresiones booleanas y consecuentemente los elementos de estructura que las mismas representan.

Lo anterior resalta la importancia de identificar durante el análisis, además de los fallos individuales de los componentes, los posibles fallos debidos a una causa común o la determinación de los componentes que fallan del mismo modo.

Para la resolución de árboles de fallos se realizan los siguientes pasos:

1. Identificación de todas las puertas lógicas y sucesos básicos.
2. Resolución de todas las puertas en sus sucesos básicos.
3. Eliminación de los sucesos repetidos en los conjuntos de fallo: aplicación de la propiedad idempotente del álgebra de Boole.
4. Eliminación de los conjuntos de fallo que contengan a su vez conjuntos de fallo más pequeños, es decir, determinación de entre todas las combinaciones posibles, los conjuntos mínimos de fallo: aplicación de la ley de absorción del álgebra de Boole.

A título de ejemplo, en el caso de árboles sencillos, los conjuntos mínimos de fallos se pueden obtener sustituyendo las puertas "O" por sus entradas en las filas de una matriz y las de las puertas "Y" en columnas. Fig. 4

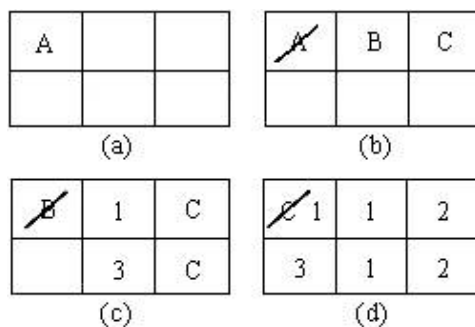


Fig. 4: Obtención de conjuntos mínimos de fallos.

Se trata de ir descendiendo en el árbol para su resolución eliminando y sustituyendo los sucesivos símbolos de identificación de las puertas hasta obtener las diferentes combinaciones de fallos primarios identificados.

De la resolución del árbol de fallos, obtenemos:

- Vías secuenciales de fallos básicos generadores del acontecimiento final: 1.2 y 1.2.3.
- Conjunto mínimo de fallos que son necesarios para que se produzca el acontecimiento final: 1.2.

La vía 1.2.3 en realidad es la misma que la 1.2, ya que el evento ya sucede con la simultaneidad de los fallos 1 y 2 sin necesidad de que acontezca el fallo 3, con lo que el conjunto mínimo de fallos es el 1.2.

En la práctica, los árboles suelen ser bastante más complejos y la resolución en conjuntos mínimos de fallos es más difícil, por lo que se suele acudir a paquetes de software que resuelven los árboles tanto cualitativamente como cuantitativamente.

Asimismo, la utilización de la informática permite efectuar simulaciones que nos permiten examinar las diferentes combinaciones existentes y resumir el árbol en los conjuntos mínimos de fallos.

Evaluación cuantitativa

Precisa conocer la indisponibilidad o probabilidad de fallo de aquellos sucesos que en el árbol se representan en un círculo (sucesos básicos) y determinar valores probabilísticos de fallo a aquellos sucesos que se representan en un rombo (sucesos no desarrollados).

Según el modo en que ha fallado el componente, se calcula la probabilidad de fallo del mismo en función de la tasa de fallo que se puede obtener en bancos de datos y, fundamentalmente, de la propia experiencia. Existe, asimismo, información que nos proporciona datos estimativos sobre tasas de errores humanos que permite asignar valores probabilísticos a su ocurrencia.

El conocimiento de los valores de probabilidad de los sucesos primarios (básicos o no desarrollados) permite:

- Determinar la probabilidad global de aparición del "suceso no deseado" o "evento que se pretende evitar".
- Determinar las vías de fallo más críticas, es decir, las más probables entre las combinaciones de sucesos susceptibles de ocasionar el "suceso no deseado".

Para la valoración de la probabilidad global de aparición del "suceso no deseado" se realizan los siguientes pasos:

1. Se asignan valores probabilísticos a los sucesos primarios.

2. Se determinan las combinaciones mínimas de sucesos primarios cuya ocurrencia simultánea garantiza la aparición del "suceso no deseado": establecimiento de los "conjuntos mínimos de fallos".
3. Se calcula la probabilidad de cada una de las vías de fallo representada por los conjuntos mínimos de fallos, la cual es igual al producto (intersección lógica en álgebra de Boole) de las probabilidades de los sucesos primarios que la componen.
4. Se calcula la "probabilidad de que se produzca el "acontecimiento final", como la suma de las probabilidades (unión lógica de todos los N conjuntos mínimos de fallo en álgebra de Boole) de los conjuntos mínimos de fallo, como límite superior, ya que matemáticamente debería restarse la intersección de éstos.

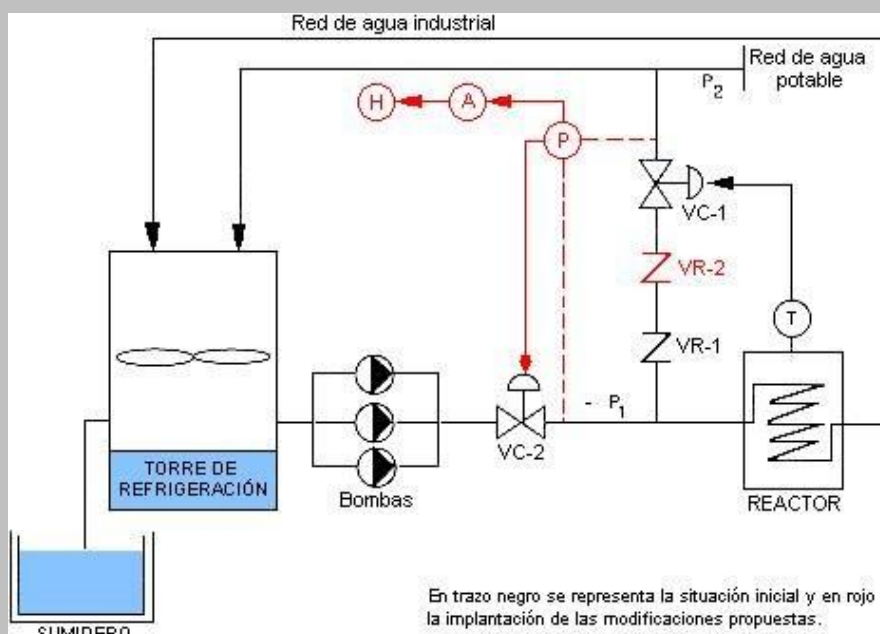
A título de ejemplo, si en el caso del árbol representado en la fig. 1 asignamos valores medios de probabilidades de fallo a los sucesos primarios:

1. $P_1 = 5 \cdot 10^{-3}$; $P_2 = 6 \cdot 10^{-2}$; $P_3 = 10^{-3}$
2. Conjunto mínimo de fallos: P_1 y P_2
3. $P_{vía(1)} = P_1 \cdot P_2 = 5 \cdot 10^{-3} \times 6 \cdot 10^{-2} = 300 \cdot 10^{-6}$
4. Probabilidad de acontecimiento final: $P_{AF} = P_1 \cdot P_2 = 300 \cdot 10^{-6}$

En este caso coincide con la probabilidad del conjunto mínimo de fallos ya que éste es único. En el supuesto que se plantea a continuación, en que el árbol que se desarrolla es ligeramente más complejo, se observará cómo se calcula la P_{AF} a partir de la existencia de varios conjuntos mínimos de fallos.

Ejercicio de aplicación del método "árbol de fallos y errores"

"En una empresa química existe una nave de producción en la cual el reactor es refrigerado por una red de agua industrial en circuito cerrado", siendo ésta enfriada por una torre de refrigeración tal y como se muestra en el esquema 1.



Esquema 1: Representación del proceso. En trazo negro se representa la situación inicial y en rojo la implantación de las modificaciones propuestas

Hay veces en verano que la temperatura del agua de este circuito no es suficientemente baja y se debe enfriar complementariamente con la red de agua potable, mediante la apertura de la válvula VC-1 que es accionada neumáticamente a través del termostato T.

La empresa se ha planteado con preocupación que la red de agua industrial pudiera contaminar el agua potable, por las consecuencias que de ello podrían derivarse. (La interconexión de ambas redes de agua está explícitamente prohibida en la O.G.S. H.T. en su art. 38.4, por lo que este enunciado contempla un supuesto teórico cuyo único fin es el de facilitar la comprensión del método y la reflexión sobre los resultados del análisis probabilístico.)

Obviamente, para que el agua industrial entrase en la canalización de agua potable debería ser la presión P-1 mayor que P-2 (situación que no se da en condiciones habituales), tendría que fallar la válvula antirretorno VR-1 y fallar la válvula VC-1, salvo en periodos calurosos en que VC-1 está abierta. En el análisis de este supuesto se considera que la válvula de control VC-1 se encuentra cerrada. Obviamente, cuando la válvula de control está abierta por requerimiento del proceso, en la elaboración del árbol se deberían eliminar los diferentes modos de fallo de este elemento."

En esta situación, analizamos la probabilidad de contaminación de la red de agua potable cuando accidentalmente la presión P-1 supera a la presión P-2, mediante la elaboración del correspondiente árbol de fallos; considerando para la realización de este ejercicio las siguientes probabilidades de fallo de los diferentes elementos:

Fallo de válvula de retención VR por retroceso del fluido	10 ⁻²
Fallo de estanqueidad de VC en posición de cierre	10 ⁻³
Posibilidad de bloqueo de las válvulas neumáticas VC al abrir o cerrar	10 ⁻³
Fallo del termostato de regulación de VC	10 ⁻³
Fallo de transmisión de señal del termostato o presostato	10 ⁻⁴
Fallo presostato	10 ⁻³
Fallo señal acústica de alarma	10 ⁻²
Probabilidad de no actuación correcta ante alarma	10 ⁻²

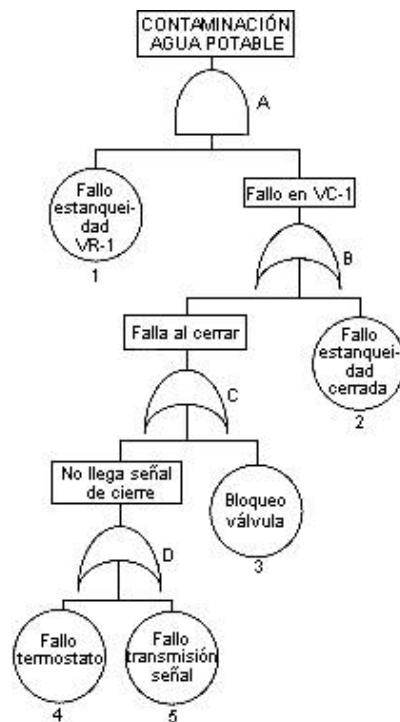


Fig. 5: Árbol de fallos de la situación inicial

El cálculo de los conjuntos mínimos de fallo y de la probabilidad de contaminación del agua potable es:

A	B	C	D	E	Así, los conjuntos mínimos de fallos son:	1,2
12	13	14	15			1,3

Con lo que la probabilidad del suceso no deseado, es decir, de contaminación del agua potable es:

$$P = P_{(1,2)} + P_{(1,3)} + P_{(1,4)} + P_{(1,5)} =$$

$$= P_1P_2 + P_1P_3 + P_1P_4 + P_1P_5 = 3,1 \cdot 10^{-5}$$

Del análisis de la situación actual de la instalación observamos que la probabilidad de contaminación de la red de agua potable cuando $P_1 > P_2$ es de $3,1 \cdot 10^{-5}$ y en la situación en que la válvula de control VC-1 está abierta la probabilidad de contaminación del agua potable es la de que falle la válvula de retención VR-1, es decir, $P = 10^{-2}$; siendo ambas probabilidades no aceptables ante las posibles consecuencias a que daría lugar en caso de producirse la contaminación.

"Ante ello, valoramos como variaría tal probabilidad de contaminación incorporando a la instalación actual una segunda válvula de retención así como un presostato que actúe, cuando P-1 se aproxime a P-2, sobre la válvula VC2 dándole orden de cierre y, a su vez, al activarse dé una alarma acústica en sala de control, a fin de que pudiera actuarse manualmente sobre VC-2 en caso de fallo del cierre neumático.

Con el cierre de VC-2 se desconecta la alarma y el consiguiente incremento de temperatura activaría el termostato T accionando la apertura de VC-1. La red de agua potable garantiza suficiente caudal para mantener refrigerado el reactor."

Analizamos en esta nueva situación como varía la probabilidad de contaminación de la red de agua potable, mediante la elaboración

de un nuevo árbol de fallos en el que se contemplan las variaciones simuladas.

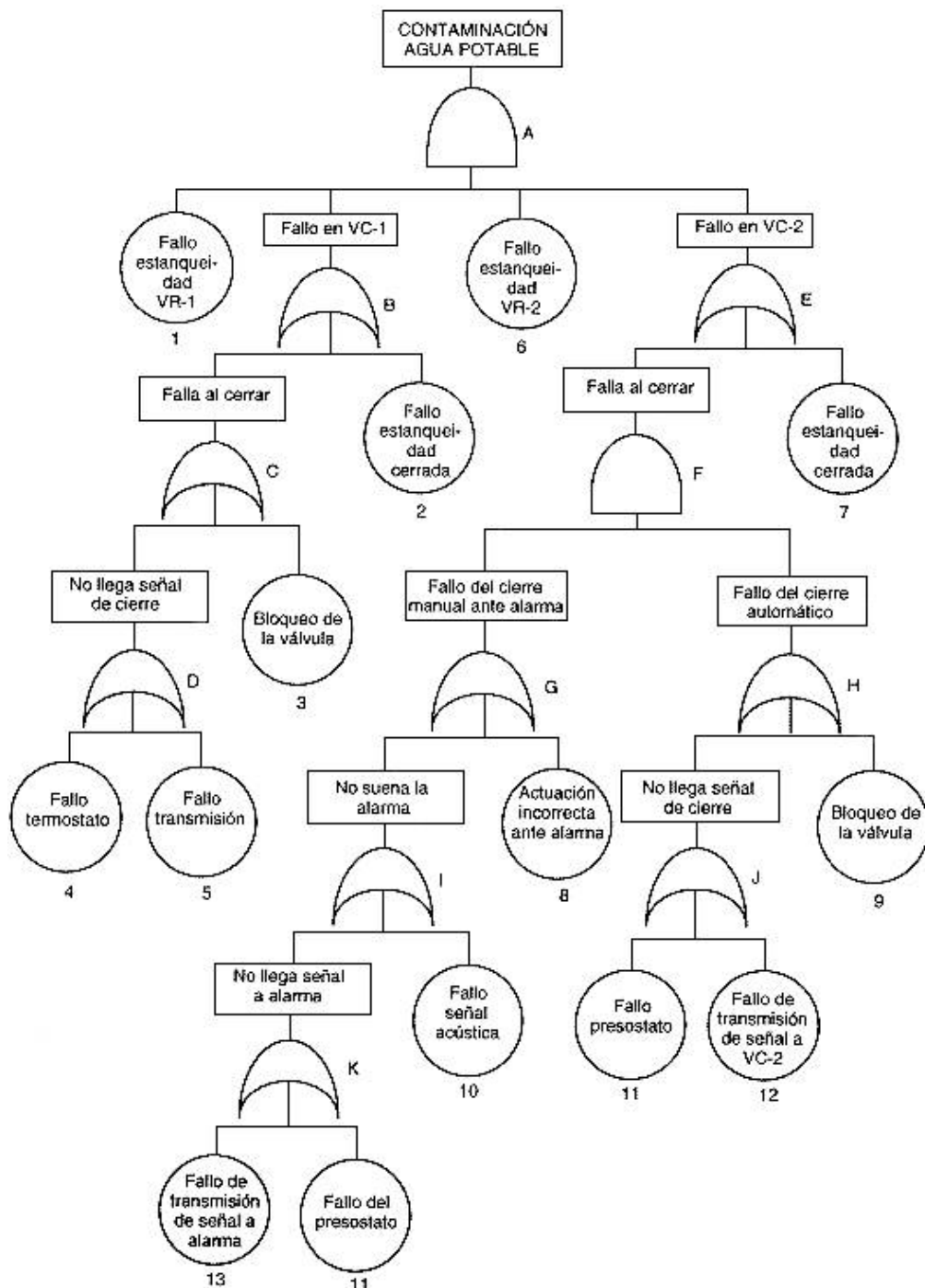


Fig. 6: Árbol de fallos de la situación propuesta

El cálculo de los conjuntos mínimos de fallo y de la probabilidad de contaminación del agua potable se indica en la figura 7.

Desarrollo del árbol de fallos en sus puertas lógicas y sucesos básicos:



Ordenación de los conjuntos de fallo obtenidos y realización de la reducción Booleana de aquellos sucesos básicos repetidos en un mismo conjunto de fallo y de aquellos conjuntos de fallo que agrupan a conjuntos de menor orden:

	12689	15689	1261011	146811	126111	156911	136111	1461113
1267	13689	136910	1261012	146812	1261112	156913	1361112	1461213
1367	126811	126911	146910	156811	1261113	1461011	1361113	156111
1467	126812	136811	126913	156910	156812	1261213	1461012	1361213
1567	14689	136812	136913	1361011	146911	1561011	146111	1561113
				1361012	146913	1561012	1461112	1561213

Los conjuntos mínimos de fallo obtenidos son:

1267	12689	13689	14689	15689
1367	126910	136910	146910	156910
1467	126812	136812	146812	156812
1567	126913	136913	146913	156913
12611	1261012	1361012	1461012	1561012
13611	1261213	1361213	1461213	1561213
14611				
15611				

Fig. 7: Cálculo de los conjuntos mínimos de fallo

Obtendremos la probabilidad de contaminación del agua potable mediante la suma de las probabilidades de ocurrencia de los conjuntos mínimos de fallo, dando un valor de $6,2685 \cdot 10^{-10}$. En las situaciones en que VC-1 está abierta (período muy caluroso), la probabilidad se incrementa hasta un valor de $2,0221 \cdot 10^{-7}$.

En esta nueva situación, se observa como, con la incorporación de unos determinados elementos básicos de seguridad, se ha obtenido una importante mejora en cuanto a la fiabilidad de la instalación en lo referente a la probabilidad de contaminación del agua potable. Tengamos en cuenta que una probabilidad de daño inferior a 10^{-1} puede considerarse indicativa de un hecho de materialización remota, en cuyo entorno podría encontrarse la frontera de aceptabilidad social de las situaciones de riesgo de graves consecuencias.

De la resolución de este supuesto en sus dos situaciones, la inicial y la propuesta de modificación, se desprende cómo esta metodología de análisis permite, a partir de una situación dada, establecer simulaciones que nos permiten conocer y valorar como va evolucionando la seguridad de la instalación y, en consecuencia, adoptar las soluciones que nos permitan alcanzar unas cotas de seguridad técnica y socialmente aceptables y asimismo facilita la justificación de las inversiones en seguridad, puesto que permite conocer el grado de mejora que se obtendrá con la implantación de tales medidas.

Si bien es cierto que la aplicación de esta metodología presenta ciertas dificultades, tales como que exige un alto grado de conocimientos y experiencia tanto de las instalaciones a analizar como del propio método y que precisa disponer de bases de datos propios a fin de superar la incertidumbre que genera la asignación de valores de probabilidad de fallo a los componentes de la instalación que se analiza; hay que considerar que el esfuerzo necesario para realizar los análisis de riesgos cualitativos y cuantitativos queda ampliamente compensado no sólo por la mejora final de la seguridad del sistema, sino, además, por el enriquecimiento del equipo analizador en el conocimiento exhaustivo del funcionamiento del proceso y de los diferentes modos de fallo resultantes de las posibles alteraciones de las múltiples variables que condicionan el sistema.

Bibliografía

(1) FAVARO, M et al.

Bilan des méthodes d'analyse a priori des risques

Nancy, INRS, 1990, Cahiers de notes documentaires n° 139

(2) RAMOS ANTÓN, ARISTIDES

Procedimiento para la valoración cuantitativa de los riesgos. Métodos de los árboles de fallos

Madrid, COASHIQ, 1990

Anexo 2.

Cilindros y productos para la elevación ENERPAC.

Los cilindros hidráulicos de Enerpac están disponibles en más de 100 configuraciones. Sin importar cual sea la aplicación industrial levantar, empujar, tirar, doblar, retener... cualquiera que sea la fuerza, capacidad, carrera o modelo que necesite la industria, de simple o doble efecto, de émbolo hueco o macizo o separador contamos con el cilindro Enerpac apropiado para la aplicación. Los cilindros de elevación de Enerpac cumplen plenamente la norma ASME B30.1. (excepto la serie BRD)



Diseño "Golden Ring"

El diseño de retén, único en su género que absorbe los esfuerzos de carga excéntrica para proteger el cilindro contra el rozamiento, sobre-extensión o expulsión del émbolo, atascamiento o deformación. Por esto, los cilindros "Golden Ring" le proporcionarán durante mucho tiempo un funcionamiento seguro.

Silleta templada

evita que el émbolo se deforme y se atasque en el retén superior. Montaje a presión.

Rascador

reduce la contaminación, prolongando la vida útil del cilindro.

Diseño "Golden Ring"

absorbe la carga excéntrica sin arañar las paredes del cilindro.

Embolo cromado

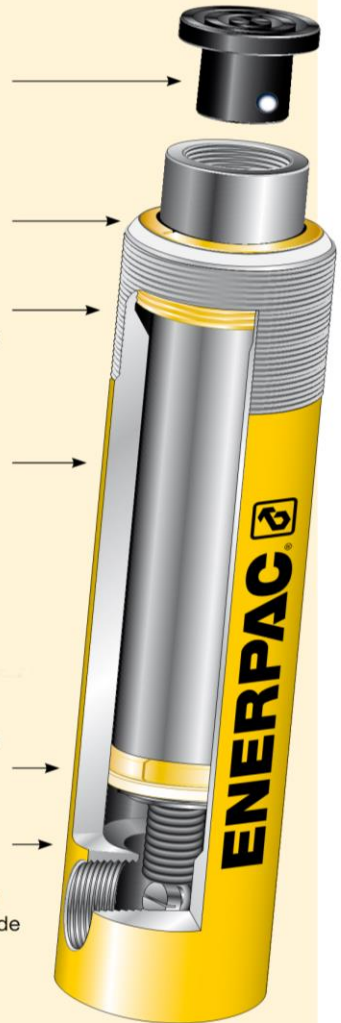
resiste el desgaste y la oxidación.

Diseño "Golden Ring"

absorbe la carga excéntrica sin arañar las paredes del cilindro.

Muelle de retorno del émbolo

permite la rápida retracción del émbolo en los cilindros de simple efecto.



Cilindros de simple efecto, serie RC

ENERPAC 
POWERFUL SOLUTIONS. GLOBAL FORCE.

▼ De izquierda a derecha: RC-506, RC-50, RC-2510, RC-154, RC-10010, RC-55, RC-1010



- El diseño exclusivo 'Golden Ring' absorbe las cargas excéntricas sin arañar los cilindros.
- Las roscas del collarín y del émbolo, y los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos)
- Diseñados para usarse en todas las posiciones
- Aleación de acero de gran resistencia para mayor duración
- Niquelado en casi todos los modelos (para más detalles, contacte con Enerpac)
- Muelles de retorno para trabajos pesados
- Acabado esmaltado para mayor resistencia a la corrosión
- Racor CR-400 y guardapolvo incluidos en todos los modelos
- El rascador de émbolo reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

▼ Elevación por etapas efectuada en Grecia, donde tubos ensamblados de 25 metros de longitud se levantaron por etapas con seis cilindros RC-2514.



El estándar de la industria en cilindros de uso general



Silletas

Todos los cilindros RC están equipados con silletas desmontables acanaladas templadas. Para las silletas

inclinables y lisas, vea la página de los accesorios serie RC.

Página: 10



Bases de cilindro

Para asegurar la estabilidad de los cilindros en aplicaciones de levantamiento, disponemos

de bases para cilindros RC de 10, 25 y 50 ton.

Página: 10



Accesorios especiales

Para resolver cualquier aplicación, ponemos a su disposición accesorios especiales para cilindros

RC de 5, 10 y 25 ton.

Página: 167

▼ Los accesorios de montaje para cilindros serie RC incrementan notablemente las posibilidades de aplicación (disponibles para cilindros de 5, 10, 15 y 25 ton.).



Cilindros de uso general, de simple efecto




Diseño "Golden Ring"

El diseño de retén, único en su género que absorbe los esfuerzos de carga excéntrica para proteger el cilindro contra el rozamiento, sobre-extensión o

expulsión del émbolo, atascamiento o deformación. Por esto, los cilindros "Golden Ring" le proporcionarán durante mucho tiempo un funcionamiento seguro.

▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro	Carrera	Modelo	Area efectiva del cilindro	Capacidad de aceite	Altura retraído	
ton. (kN)	(mm)		(cm ²)	(cm ³)	(mm)	(kg)
5 (45)	16	RC-50**	6,5	10	41	1,0
	25	RC-51	6,5	16	110	1,0
	76	RC-53	6,5	50	165	1,5
	127	RC-55*	6,5	83	215	1,9
	177	RC-57	6,5	115	273	2,4
	232	RC-59	6,5	151	323	2,8
10 (101)	26	RC-101	14,5	38	89	1,8
	54	RC-102*	14,5	78	121	2,3
	105	RC-104	14,5	152	171	3,3
	156	RC-106*	14,5	226	247	4,4
	203	RC-108	14,5	294	298	5,4
	257	RC-1010*	14,5	373	349	6,4
	304	RC-1012	14,5	441	400	6,8
	356	RC-1014	14,5	516	450	8,2
15 (142)	25	RC-151	20,3	51	124	3,3
	51	RC-152	20,3	104	149	4,1
	101	RC-154*	20,3	205	200	5,0
	152	RC-156*	20,3	308	271	6,8
	203	RC-158	20,3	411	322	8,2
	254	RC-1510	20,3	516	373	9,5
	305	RC-1512	20,3	619	423	10,9
	356	RC-1514	20,3	723	474	11,8
25 (232)	26	RC-251	33,2	86	139	5,9
	50	RC-252*	33,2	166	165	6,4
	102	RC-254*	33,2	339	215	8,2
	158	RC-256*	33,2	525	273	10,0
	210	RC-258	33,2	697	323	12,2
	261	RC-2510	33,2	867	374	14,1
	311	RC-2512	33,2	1033	425	16,3
	362	RC-2514*	33,2	1202	476	17,7
30 (295)	209	RC-308	42,1	880	387	18,1
50 (498)	51	RC-502	71,2	362	176	15,0
	101	RC-504	71,2	719	227	19,1
	159	RC-506*	71,2	1131	282	23,1
	337	RC-5013	71,2	2399	460	37,6
75 (718)	156	RC-756	102,6	1601	285	29,5
	333	RC-7513	102,6	3417	492	59,0
95 (933)	168	RC-1006	133,3	2239	357	59,0
	260	RC-10010	133,3	3466	449	72,6

* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

** El cilindro RC-50 no lleva silleta desmontable ni rosca del collarín.

Serie RC



Fuerza:

5 - 95 ton.

Carrera:

16 - 362 mm

Presión máxima:

700 bar



Piense en la seguridad
Los valores nominales de carga y carrera del fabricante son límites máximos de seguridad. La buena práctica recomienda emplear únicamente el 80% de dichos valores.

Página: 240



Cilindros de aluminio ultraligeros

Si necesita mejor relación fuerza / peso del cilindro, la serie RAC es la elección perfecta.

Página: 13



Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la

sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 118



Equipos bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un * están disponibles en equipos (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 62

Cilindros de simple efecto, serie RC

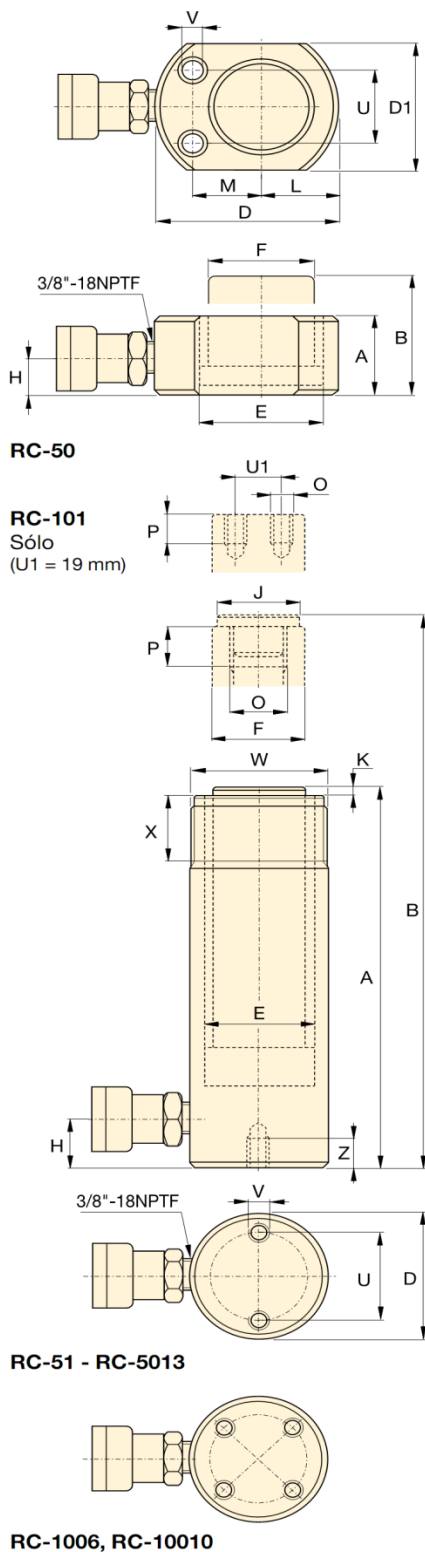


Tabla de velocidades

Consulte las Tablas de velocidades de los cilindros de Enerpac en nuestras 'Páginas Amarillas' para determinar conocer la velocidad aproximada de su cilindro.

Página: **249**

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

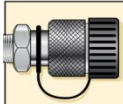
Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)
5 (45)	16	RC-50**	6,5	10	41	57	58***
	25	RC-51	6,5	16	110	135	38
	76	RC-53	6,5	50	165	241	38
	127	RC-55*	6,5	83	215	342	38
	177	RC-57	6,5	115	273	450	38
232	RC-59	6,5	151	323	555	38	
10 (101)	26	RC-101	14,5	38	89	115	57
	54	RC-102*	14,5	78	121	175	57
	105	RC-104	14,5	152	171	276	57
	156	RC-106*	14,5	226	247	403	57
	203	RC-108	14,5	294	298	501	57
	257	RC-1010*	14,5	373	349	606	57
	304	RC-1012	14,5	441	400	704	57
356	RC-1014	14,5	516	450	806	57	
15 (142)	25	RC-151	20,3	51	124	149	69
	51	RC-152	20,3	104	149	200	69
	101	RC-154*	20,3	205	200	301	69
	152	RC-156*	20,3	308	271	423	69
	203	RC-158	20,3	411	322	525	69
	254	RC-1510	20,3	516	373	627	69
	305	RC-1512	20,3	619	423	728	69
356	RC-1514	20,3	723	474	830	69	
25 (232)	26	RC-251	33,2	86	139	165	85
	50	RC-252*	33,2	166	165	215	85
	102	RC-254*	33,2	339	215	317	85
	158	RC-256*	33,2	525	273	431	85
	210	RC-258	33,2	697	323	533	85
	261	RC-2510	33,2	867	374	635	85
	311	RC-2512	33,2	1033	425	736	85
362	RC-2514*	33,2	1202	476	838	85	
30(295)	209	RC-308	42,1	880	387	596	101
50 (498)	51	RC-502	71,2	362	176	227	127
	101	RC-504	71,2	719	227	328	127
	159	RC-506*	71,2	1131	282	441	127
	337	RC-5013	71,2	2399	460	797	127
75 (718)	156	RC-756	102,6	1601	285	441	146
	333	RC-7513	102,6	3417	492	825	146
95 (933)	168	RC-1006	133,3	2239	357	525	177
	260	RC-10010	133,3	3466	449	709	177

* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

** El cilindro RC-50 no lleva sileta desmontable ni rosca del collarín.

*** D1 = 41 mm, L = 20 mm, M = 25 mm.

Cilindros de uso general, de simple efecto



¡Racores incluidos!
se han incluido racores CR-400 en todos los modelos. Apropriados para cualquier manguera de la serie HC.

Fuerza:
5 - 95 ton.

Carrera:
16 - 362 mm

Presión máxima:
700 bar

Serie RC



Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a conexión H (mm)	Diám. de la silleta J (mm)	Saliente de la silleta del vástago K (mm)	Rosca interna del vástago O	Longit. de rosca del vástago P (mm)	Rosca de montaje del cilindro			Rosca de collarín W	Longit. de rosca collarín X (mm)	Modelo	
							Diám. círculo U (mm)	Rosca V	Profund. de rosca Z (mm)				
28,7	25,4	19	**	**	**	**	28	5,6 mm	—	—	—	1,0	RC-50**
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,0	RC-51
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,5	RC-53
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,9	RC-55*
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,4	RC-57
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,8	RC-59
42,9	38,1	19	—	—	#10 - 24UN	6	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	1,8	RC-101
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	2,3	RC-102*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	3,3	RC-104
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	4,4	RC-106*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	5,4	RC-108
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	6,4	RC-1010*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	6,8	RC-1012
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	8,2	RC-1014
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	3,3	RC-151
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	4,1	RC-152
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	5,0	RC-154*
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	6,8	RC-156*
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	8,2	RC-158
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	9,5	RC-1510
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	10,9	RC-1512
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	48	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	11,8	RC-1514
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	5,9	RC-251
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	6,4	RC-252*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	8,2	RC-254*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	10,0	RC-256*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	12,2	RC-258
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	14,1	RC-2510
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	16,3	RC-2512
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	17,7	RC-2514*
73,2	57,2	57	50	10	1 1/2" - 16	25	—	—	—	3 5/16" - 12	49	18,1	RC-308
95,2	79,5	33	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	15,0	RC-502
95,2	79,5	33	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	19,1	RC-504
95,2	79,5	35	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	23,1	RC-506*
95,2	79,5	35	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	37,6	RC-5013
114,3	95,2	30	71	5	—	—	—	—	—	5 3/4" - 12	44	29,5	RC-756
114,3	95,2	30	71	5	—	—	—	—	—	5 3/4" - 12	44	59,0	RC-7513
130,3	104,9	41	71	2	—	—	140	3/4" - 10UN	25	6 7/8" - 12	44	59,0	RC-1006
130,3	104,9	41	71	2	—	—	140	3/4" - 10UN	25	6 7/8" - 12	44	72,6	RC-10010


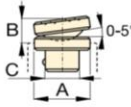

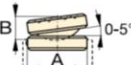
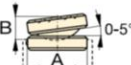

Accesorios de cilindro, serie RC

▼ TABLA DE SELECCION

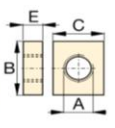
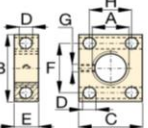
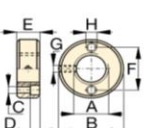
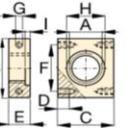
Para cilindros de fuerza ton. (kN)	Silletas			Base para cilindros	Accesorios de montaje	Montaje de mosquetón	
	Plana	Ranurada ¹⁾	Inclinable			Cilindro ⁴⁾	Vástago
5 (45)	A-53F ²⁾	A-53G ²⁾	-	-	RB-5 ²⁾ , AW-51 ²⁾ , AW-53 ²⁾	REB-5 ²⁾	REP-5 ²⁾
10 (101)	A-12 ³⁾ , A-102F ³⁾	A-102G ³⁾	CAT-10 ³⁾	JB1-10	RB-10, AW-102	REB-10	REP-10 ³⁾
15 (142)	-	A-152G	CAT-10	-	RB-15	REB-15	REP-10
25 (232)	A-29 ⁵⁾	A-252G	CAT-50	JB1-25	RB-25	REB-25	REP-25
30 (295)	A-29 ⁵⁾	A-252G	CAT-50	-	RB-25	-	REP-25
50 (498)	-	-	CAT-100	JB1-50	-	-	-
75 (718)	-	-	CAT-100	-	-	-	-
95 (933)	-	-	CAT-100	-	-	-	-

¹⁾ Estandar en cilindros RC de 5-30 ton. ²⁾ Excepto RC-50 ³⁾ Excepto RC-101 ⁴⁾ Tornillos de montaje incluidos. ⁵⁾ Usado con Conjuntos de Curvadoras de Tubos

▼ TABLA DE DIMENSIONES

Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			A-53F, A-102F	Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			A-12, A-29
	A	B	C			A	B	C	
Plana					Inclinable				
A-53F	25	6	17		CAT-10	35	15	22	
A-102F	35	6	22		CAT-50	50	23	35	
A-12	51	48	1"-8UNC		Inclinable				
A-29	51	48	1 1/2"-16UNC		CAT-100	71	24	-	
Ranurada									
A-53G	25	6	17						
A-102G	35	6	22						
A-152G	38	9	22						
A-252G	50	9	35						

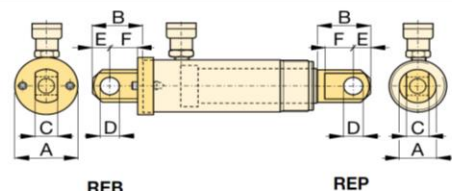
Modelo	Dimensiones de bases para cilindros (mm)					A	B	C	D	E
	A	B	C	D	E					
JB1-10	228	228	135	58	20			JB1-10, -25	JB1-50	
JB1-25	279	279	140	86	26					
JB1-50	304	15	95	131	31					

Modelo	Dimensiones de los accesorios de montaje (mm)								RB-5, -10	AW-51	AW-53	AW-102 (l=4,8)
	A	B	C	D	E	F	G	H				
RB-5	1 1/2" - 16	88	76	-	25	-	-	-				
AW-51	1 1/2" - 16	70	59	10	24	54	1/4" - 20	41				
AW-53	1 1/2" - 16	72	7	7	19	57	1/4" - 20	10				
RB-10	2 1/4" - 14	114	88	-	25	-	-	-				
AW-102	2 1/4" - 14	100	82	16	30	76	7/16" - 20	58				
RB-15	2 3/4" - 16	101	114	-	38	-	-	-				
RB-25	3 7/16" - 12	127	165	-	50	-	-	-				

Tipo	Modelo	Dimensiones (mm)						Clavija-a-clavija *(Mm.)
		A	B	C	D	E	F	
Cilindro ⁴⁾	REB-5	44	47	14	16	16	25	60,2
	REB-10	63	66	25	22	25	35	78,0
	REB-15	76	66	25	22	25	35	78,0
	REB-25	95	79	38	31	31	41	87,6
Vástago	REP-5	28	41	14	16	16	19	-
	REP-10	42	61	25	22	25	28	-
	REP-25	57	74	38	31	31	35	-

⁴⁾ Tornillos de montaje incluidos.

* Clavija-a-clavija - Mosquetones REB y REP montados
* Añadir la carrera del cilindro



▼ En la foto: Equipo de bomba y cilindro SCR-1010H



La manera más fácil de comenzar a trabajar inmediatamente





- Combinación óptima de componentes individuales
- Los equipos incluyen manguera de seguridad de 1,8 m. y manómetro calibrado con adaptador de manómetro
- Todas las bombas manuales son de dos etapas.



Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros en nuestras Páginas Amarillas.

Página: **249**

1 Seleccione el cilindro (Consulte la sección Cilindros de este catálogo para una descripción completa del producto)		Fuerza del equipo ton. (kN)	Modelo del cilindro	Carrera (mm)	Altura retraído (mm)
 <p>Cilindros de uso general, de simple efecto Para versatilidad máxima. Serie RC</p>	<p>Página: 6</p>	5 (45)	RC-55	127	215
		10 (101)	RC-102	54	121
			RC-106	156	247
		15 (142)	RC-1010	257	349
			RC-154	101	200
		25 (232)	RC-156	152	271
			RC-252	50	165
			RC-254	102	215
			RC-256	158	273
		50 (498)	RC-2514	362	476
RC-506	159		282		
 <p>Cilindros de poca altura, de simple efecto Ideales donde hay poco espacio. Serie RCS</p>	<p>Página: 22</p>	10 (101)	RCS-101	38	88
		20 (201)	RCS-201	45	98
		30 (295)	RCS-302	62	117
		45 (435)	RCS-502	60	122
		90 (887)	RCS-1002	57	141
 <p>Cilindros huecos, de simple efecto Para empujar y tirar. Serie RCH</p>	<p>Página: 26</p>	13 (125)	RCH-121	42	120
		20 (215)	RCH-202	49	162
		30 (326)	RCH-302	64	178
		60 (576)	RCH-603	76	247
		95 (933)	RCH-1003	76	254
 <p>Cilindros de tracción: Los mejores en fuerza de tracción. Serie BRP</p>	<p>Página: 24</p>	10 (105)	BRP-106C	151	587
			BRP-106L	151	541
		30 (326)	-	-	-
			BRP-306	155	1085
50 (505)	BRP-606	152	719		

Equipos de bomba y cilindro, de simple efecto

SELECCION DE EQUIPO:

- 1 Seleccione el cilindro
- 2 Seleccione la bomba
- 3 Busque el número de modelo del equipo en las celdas azules

EJEMPLO DE SELECCION DE UN EQUIPO

Cilindro seleccionado:

- Cilindro RC-106 de simple efecto, con carrera de 156 mm

Bomba seleccionada::

- Bomba manual ligera P-392

Modelo del equipo:

- SCR-106H

Incluye:

- Manguera HC-7206
- Manómetro GF-10B
- Adaptador de manómetro GA-2

**Serie
SC**



Fuerza:

5 - 95 ton.

Carrera:

38 - 362 mm

Presión máxima:

700 bar

2 Seleccione la bomba ¹⁾					Accesorios incluidos		
Bomba manual P-142	Bomba manual P-392	Bomba manual P-80	Bomba de pié P-392FP	Bomba neumática XA-11	Manguera	Manómetro	Adaptador de manómetro
							
3 SCR-55H	-	-	-	-	HC-7206	GP-10S	GA-4
-	SCR-102H	-	SCR-102FP	SCR-102XA	HC-7206	GF-10B	GA-2
-	SCR-106H	-	SCR-106FP	SCR-106XA	HC-7206	GF-10B	GA-2
-	SCR-1010H	-	SCR-1010FP	SCR-1010XA	HC-7206	GF-10B	GA-2
-	SCR-154H	-	SCR-154FP	SCR-154XA	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCR-156H	-	SCR-156FP	SCR-156XA	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCR-252H	-	SCR-252FP	SCR-252XA	HC-7206	GF-20B	GA-2
-	SCR-254H	-	SCR-254FP	SCR-254XA	HC-7206	GF-20B	GA-2
-	SCR-256H	-	SCR-256FP	SCR-256XA	HC-7206	GF-20B	GA-2
-	-	SCR-2514H	-	SCR-2514XA ¹⁾	HC-7206	GF-20B	GA-2
-	-	SCR-506H	-	SCR-506XA ¹⁾	HC-7206	GF-50B	GA-2
-	SCL-101H	-	SCL-101FP	SCL-101XA	HC-7206	GF-10B	GA-2
-	SCL-201H	-	SCL-201FP	SCL-201XA	HC-7206	GF-230B	GA-2
-	SCL-302H	-	SCL-302FP	SCL-302XA	HC-7206	GF-230B	GA-2
-	SCL-502H	-	SCL-502FP	SCL-502XA	HC-7206	GF-510B	GA-2
-	-	SCL-1002H	-	-	HC-7206	GF-510B	GA-2
SCH-121H	-	-	-	-	HB-7206	GF-120B	GA-4
-	SCH-202H	-	SCH-202FP	SCH-202XA	HC-7206	GF-813B	GA-3
-	SCH-302H	-	SCH-302FP	SCH-302XA	HC-7206	GF-813B	GA-3
-	-	SCH-603H	-	SCH-603XA ¹⁾	HC-7206	GF-813B	GA-3
-	-	SCH-1003H	-	-	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCP-106CH	-	SCP-106CFP	-	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCP-106LH	-	SCP-106LFP	-	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	SCP-306H	-	-	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	-	SCP-606H	-	-	HC-7206	GP-10S	GA-2

¹⁾ Con bomba neumática XA-12

Anexo 3.

Dimensiones Estándar para roscas Acme.

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

Anexo 4.

Acero de transmisión AISI 1018 (Diametros grandes)

EJES

EJES ACERO DE TRANSMISION

Especificaciones Generales

Materia: AISI 1018
Dureza HRC: 80
Límite de fluencia: 235 N/mm²
Aplicaciones: LEVAS, LPAONES, BULLES, PINES, PIVOTES, PERNOS GRADO 3

EJES DE TRANSMISION DE BAJA RESISTENCIA AL TORQUE

DIMENSIONES

DIAMETRO	LONGITUD
3/8"	6m.
1/2"	6m.
5/8"	6m.
3/4"	6m.
7/8"	6m.
1"	6m.
1-1/4"	6m.
1-1/2"	6m.
2"	6m.
2-1/2"	6m.
3"	6m.
4"	6m.
5"	6m.
6"	6m.

PROPIEDADES QUÍMICAS

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

www.dipacmanta.com

53

Anexo 5.

Formato para Encuesta a Talleres Automotrices.



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE
AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL
Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA
MECÁNICA**



ENTREVISTADOR:

TALLER ENTREVISTADO:

FECHA:

OBJETO DE ESTUDIO: Identificación de riesgos y obtención de información del proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesados en talleres automotrices.

PREGUNTAS:

¿Realiza usted mantenimiento de cajas de transmisión de vehículos pesados?

Si ()

No ()

¿Con que frecuencia realiza mantenimiento de cajas de transmisión?

.....

¿Utiliza algún tipo de sistema o maquinaria específica para el desmontaje y montaje de cajas de transmisión?

Si ()

No ()

¿Indique brevemente como se realiza el desmontaje y montaje de cajas de transmisión en su taller?

.....
.....

¿Cuántas personas se necesita para el desacople y acople de la caja de transmisión?

.....
.....

¿Ha evidenciado usted algún tipo de accidente en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión?

Si () indique cual.....

No ()

¿Indique que tipo de riesgos existen en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión?

.....
.....

¿Cuál es el riesgo más relevante al que se exponen los trabajadores que están involucrados en el proceso de desmontaje y montaje de cajas de transmisión de vehículos de transporte pesado?

.....

¿Cree usted que el sistema que utiliza actualmente para el desacople y acople de las cajas de transmisión es rudimentario?

Si ()

No ()

¿Ha encontrado usted en el mercado equipos o sistemas diseñados específicamente para realizar este tipo de trabajo de forma más segura?

Si ()

No ()

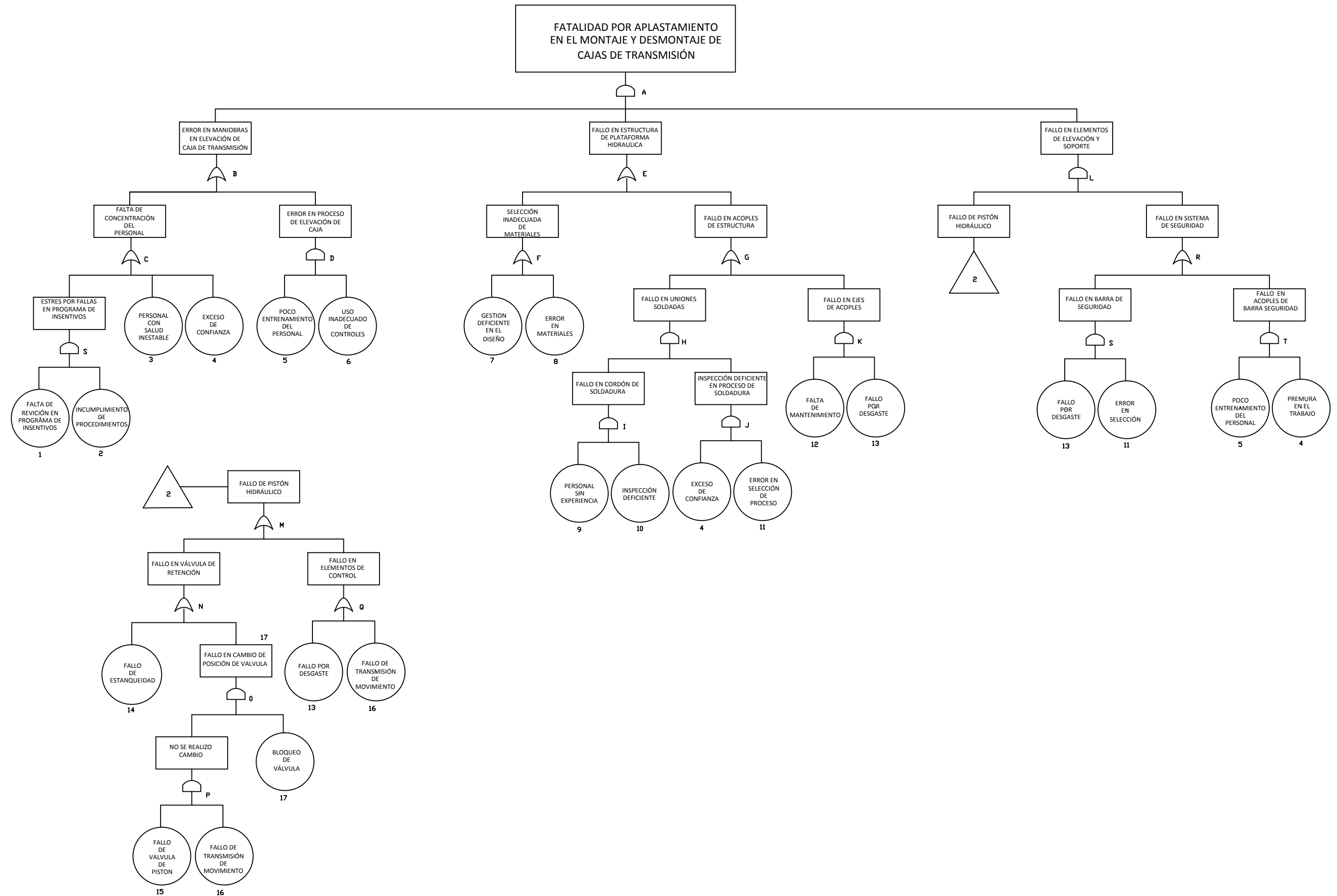
.....

NOMBRE DEL PROPIETARIO

.....

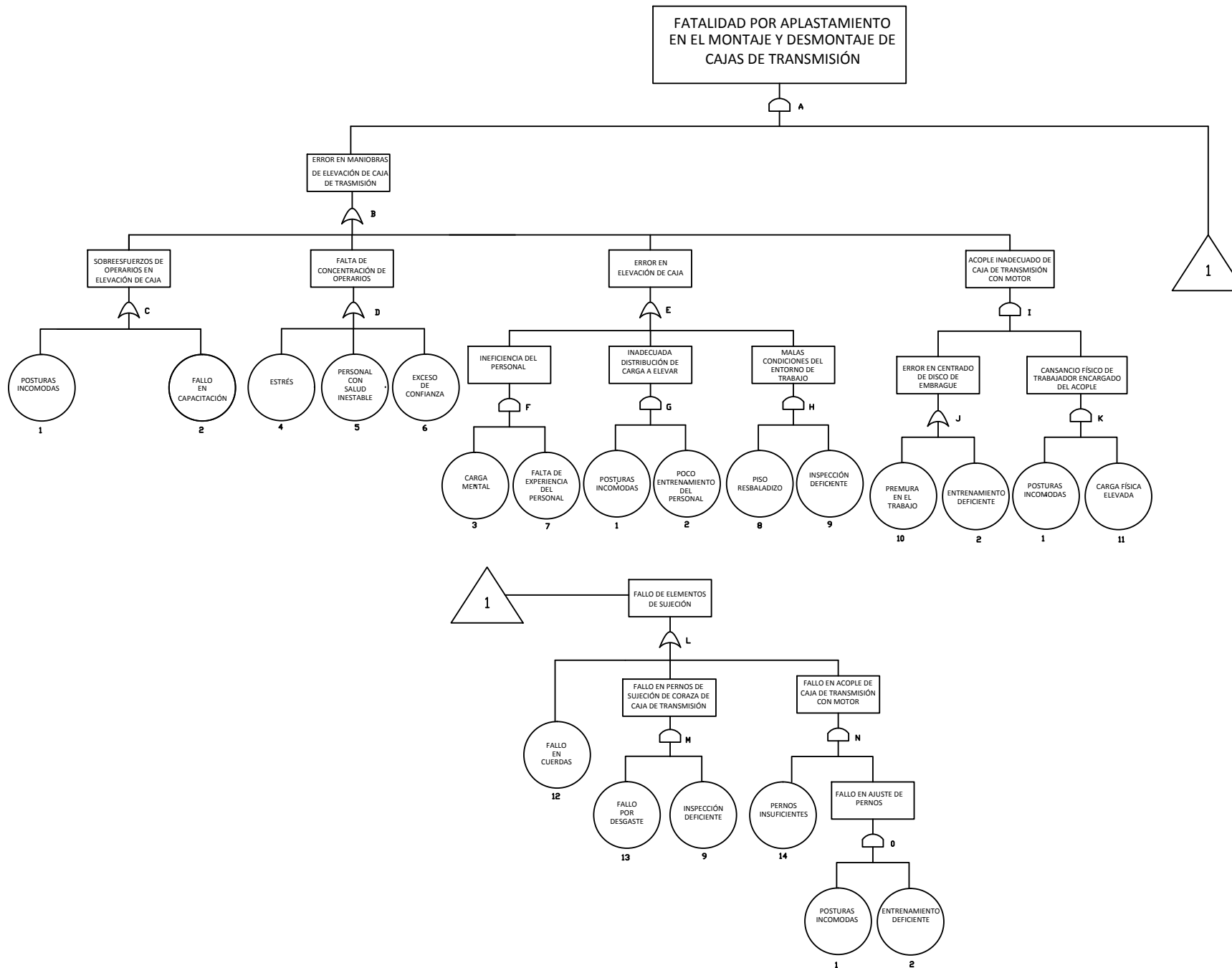
FIRMA

Anexo 6. Segundo Árbol de fallos y errores (Sistema Propuesto)



Anexo 7.

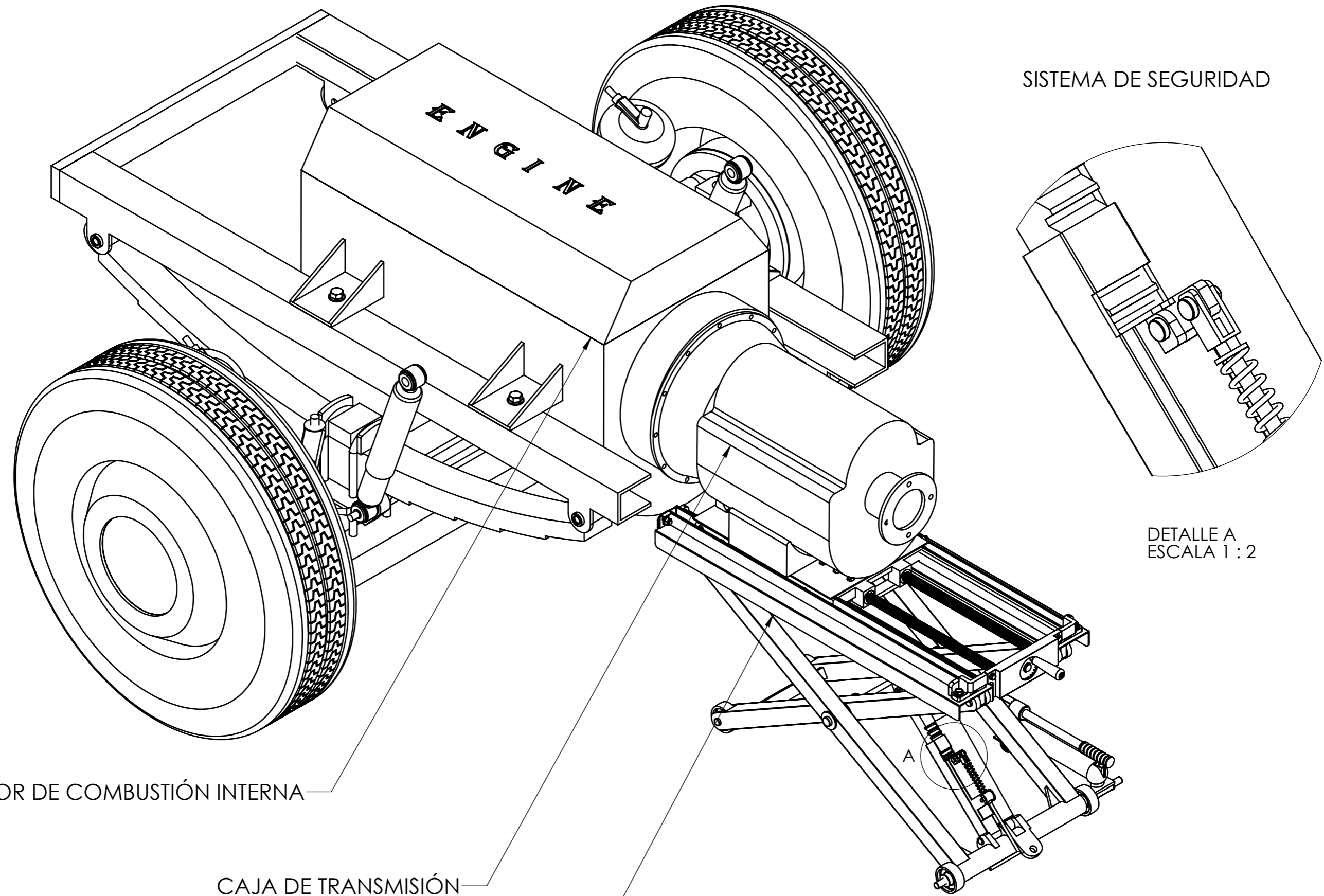
PRIMER ÁRBOL DE FALLOS Y ERRORES EN PROCESO INICIAL



PLANOS

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F



MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

CAJA DE TRANSMISIÓN

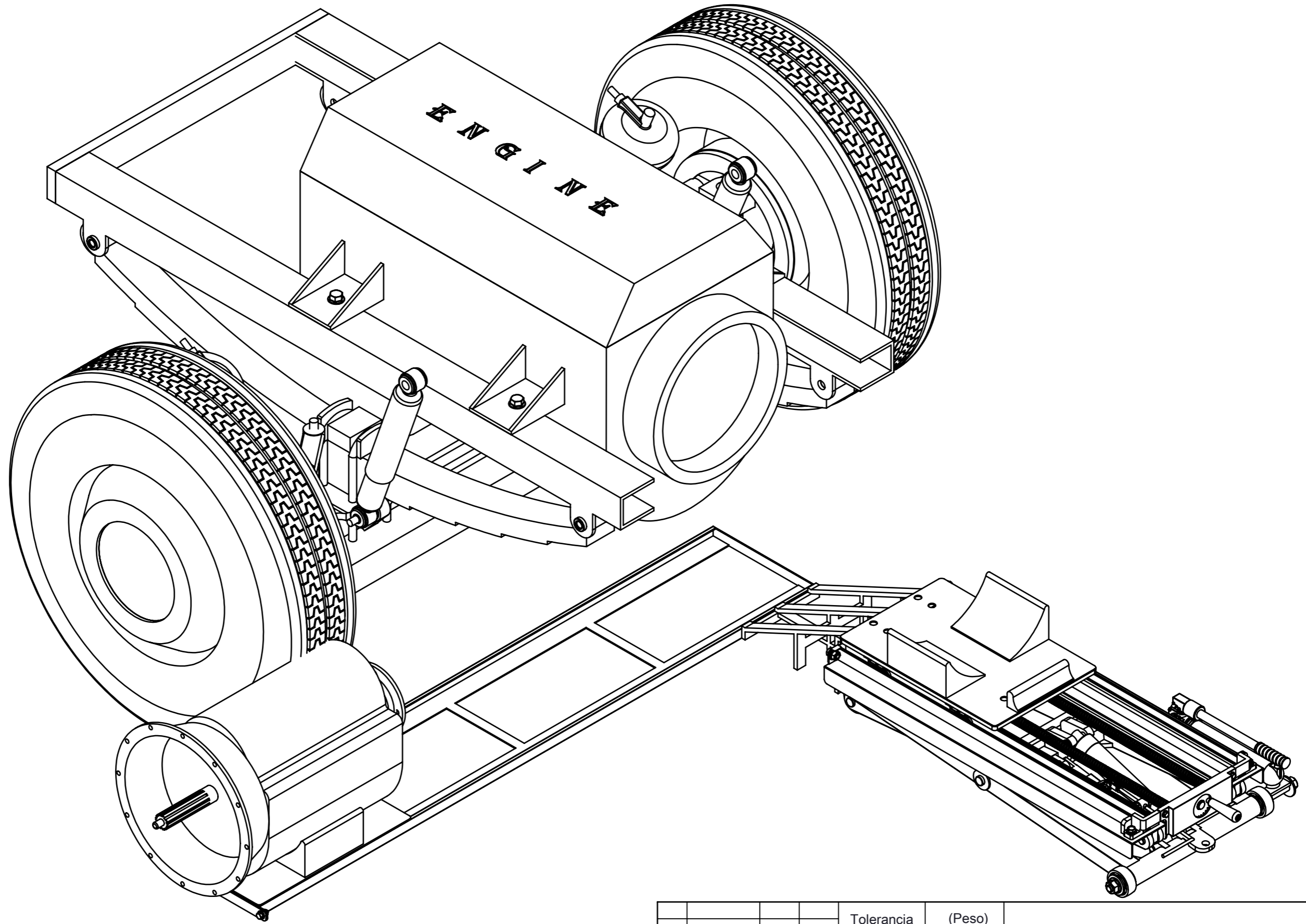
PLATAFORMA ELEVADORA HDRÁULICA

SISTEMA DE SEGURIDAD

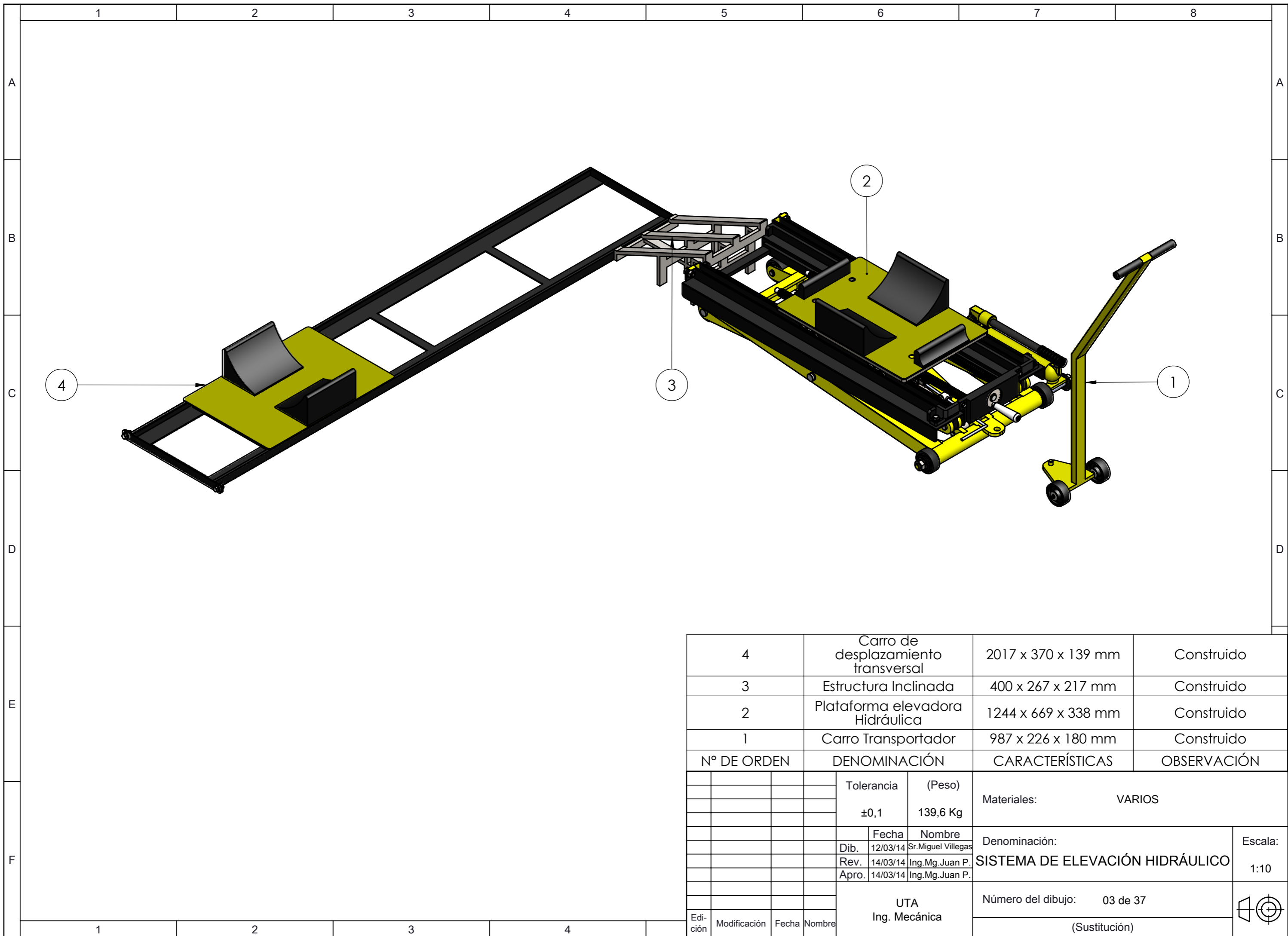
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		VARIOS	
				±0,1	-- Kg				
					Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib.	12/03/14	Sr.Miguel Villegas	POSICIONAMIENTO DE PLATAFORMA		1:10
				Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		01 de 37	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)			
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre						

1 2 3 4

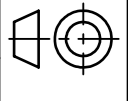


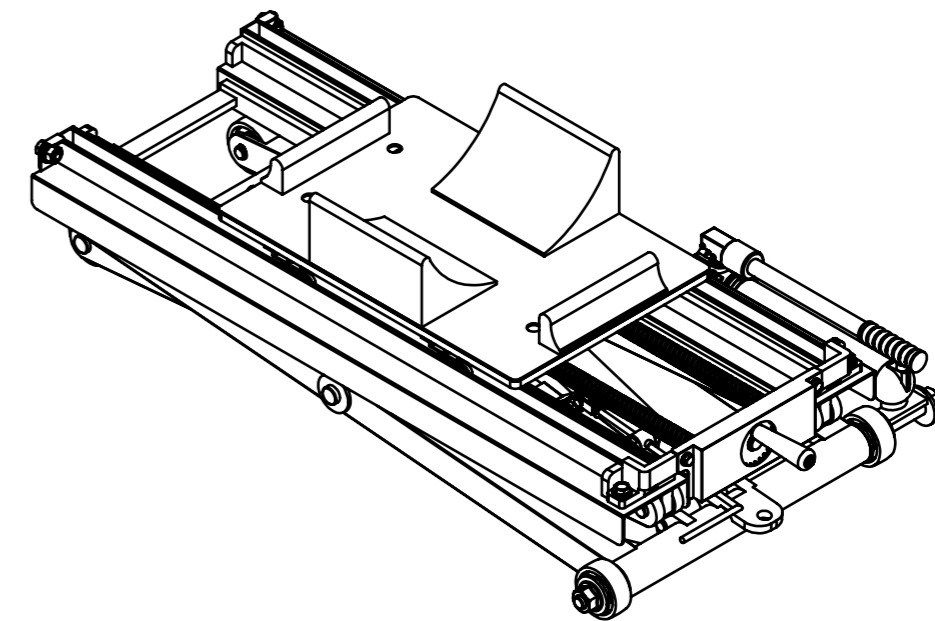
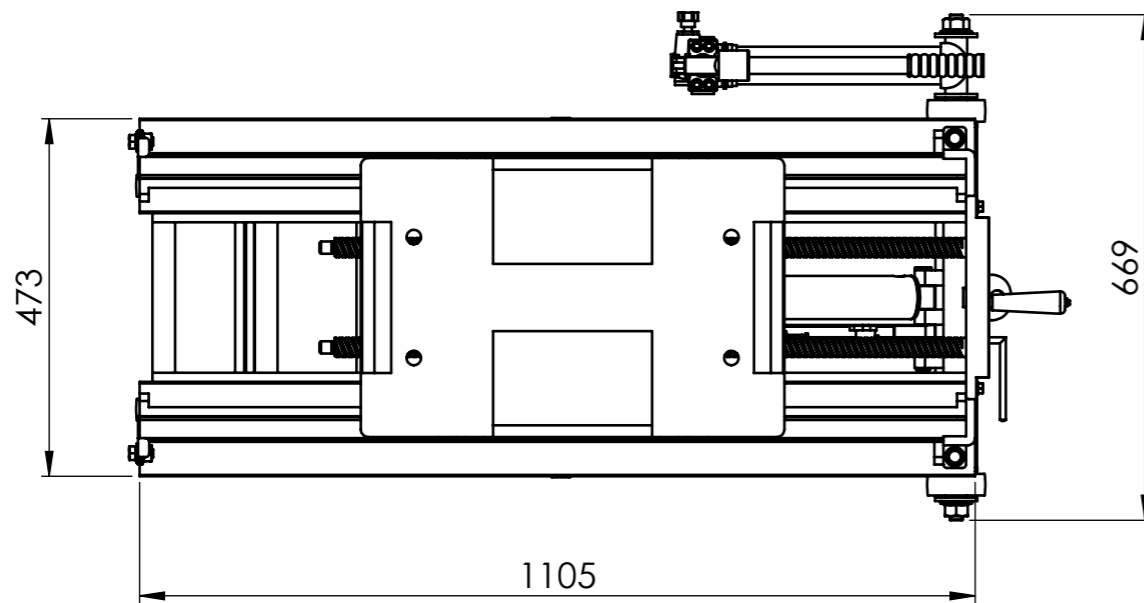
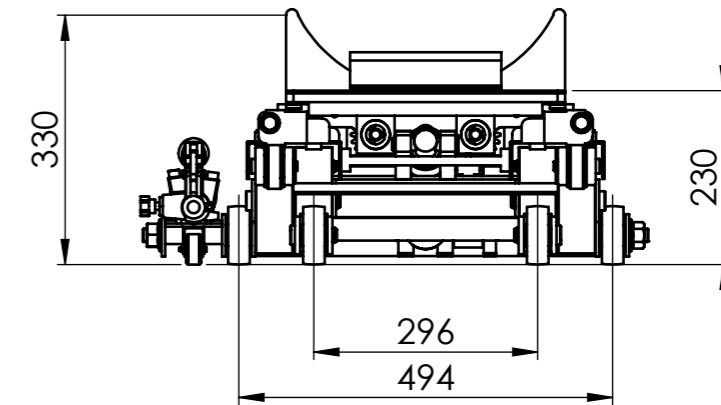
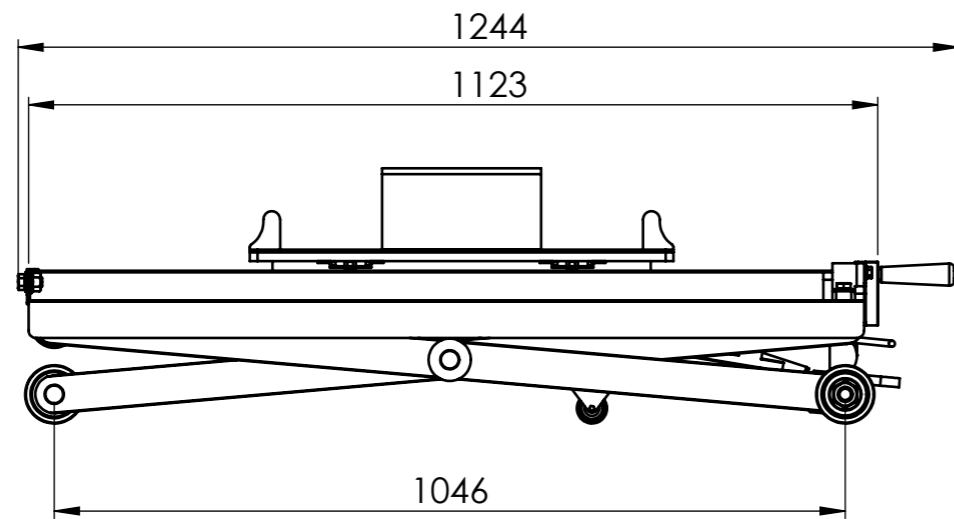
					Tolerancia	(Peso)	Materiales:		VARIOS
					±0,1	-- Kg			
						Fecha	Nombre	Denominación:	
					Dib.	12/03/14	Sr. Miguel Villegas	GUÍA DE PROCESO	
					Rev.	14/03/14	Ing. Mg. Juan P.	Escala:	
					Apro.	14/03/14	Ing. Mg. Juan P.	1:10	
					UTA		Número del dibujo:		02 de 37
					Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre						



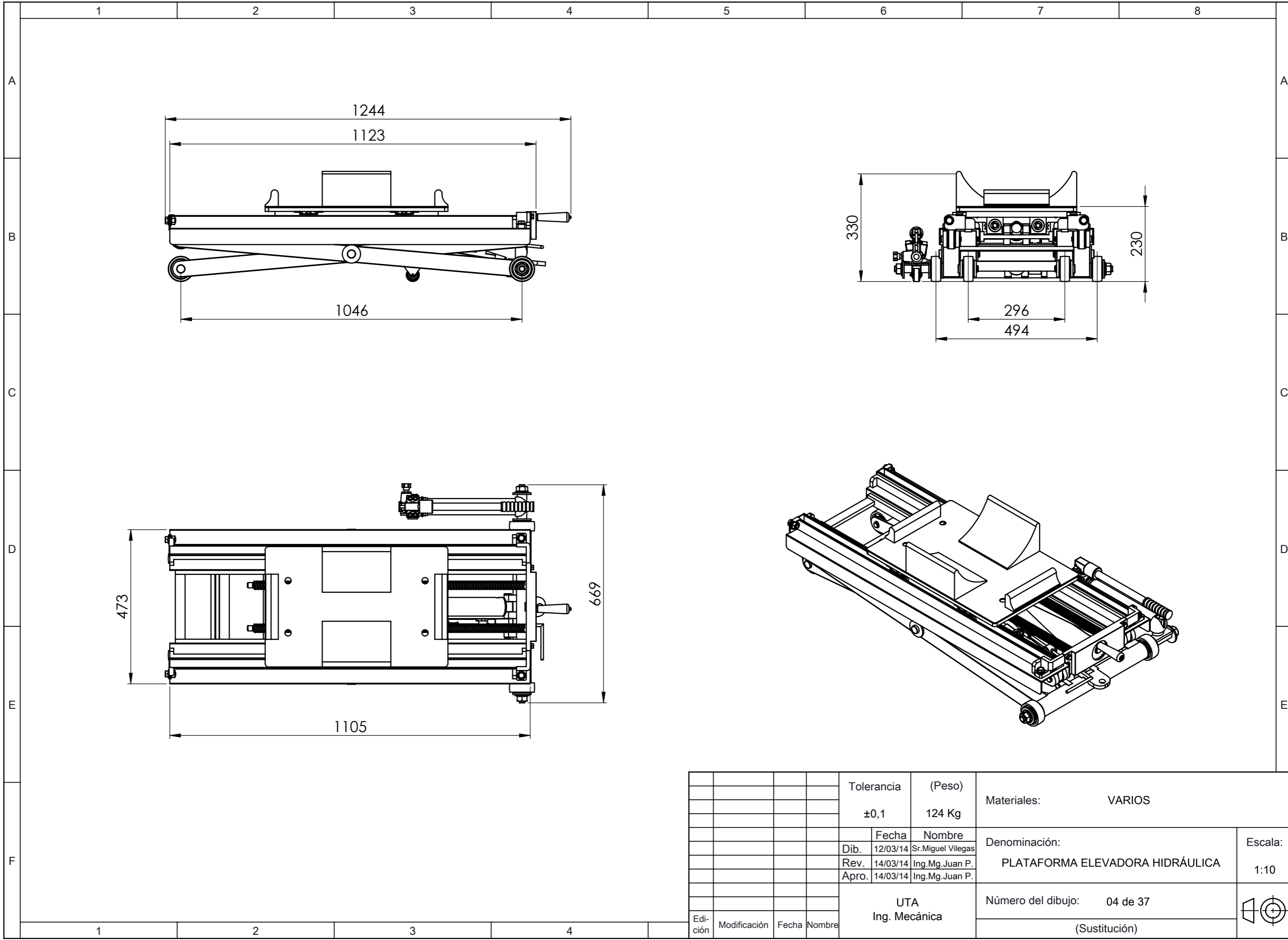
4	Carro de desplazamiento transversal	2017 x 370 x 139 mm	Construido
3	Estructura Inclínada	400 x 267 x 217 mm	Construido
2	Plataforma elevadora Hidráulica	1244 x 669 x 338 mm	Construido
1	Carro Transportador	987 x 226 x 180 mm	Construido
Nº DE ORDEN	DENOMINACIÓN	CARACTERÍSTICAS	OBSERVACIÓN
		Tolerancia ±0,1	(Peso) 139,6 Kg
		Materiales: VARIOS	
		Fecha 12/03/14	Nombre Sr. Miguel Villegas
		Rev. 14/03/14	Ing. Mg. Juan P.
		Apro. 14/03/14	Ing. Mg. Juan P.
		Denominación: SISTEMA DE ELEVACIÓN HIDRÁULICO	
		Escala: 1:10	
		Número del dibujo: 03 de 37	
		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre

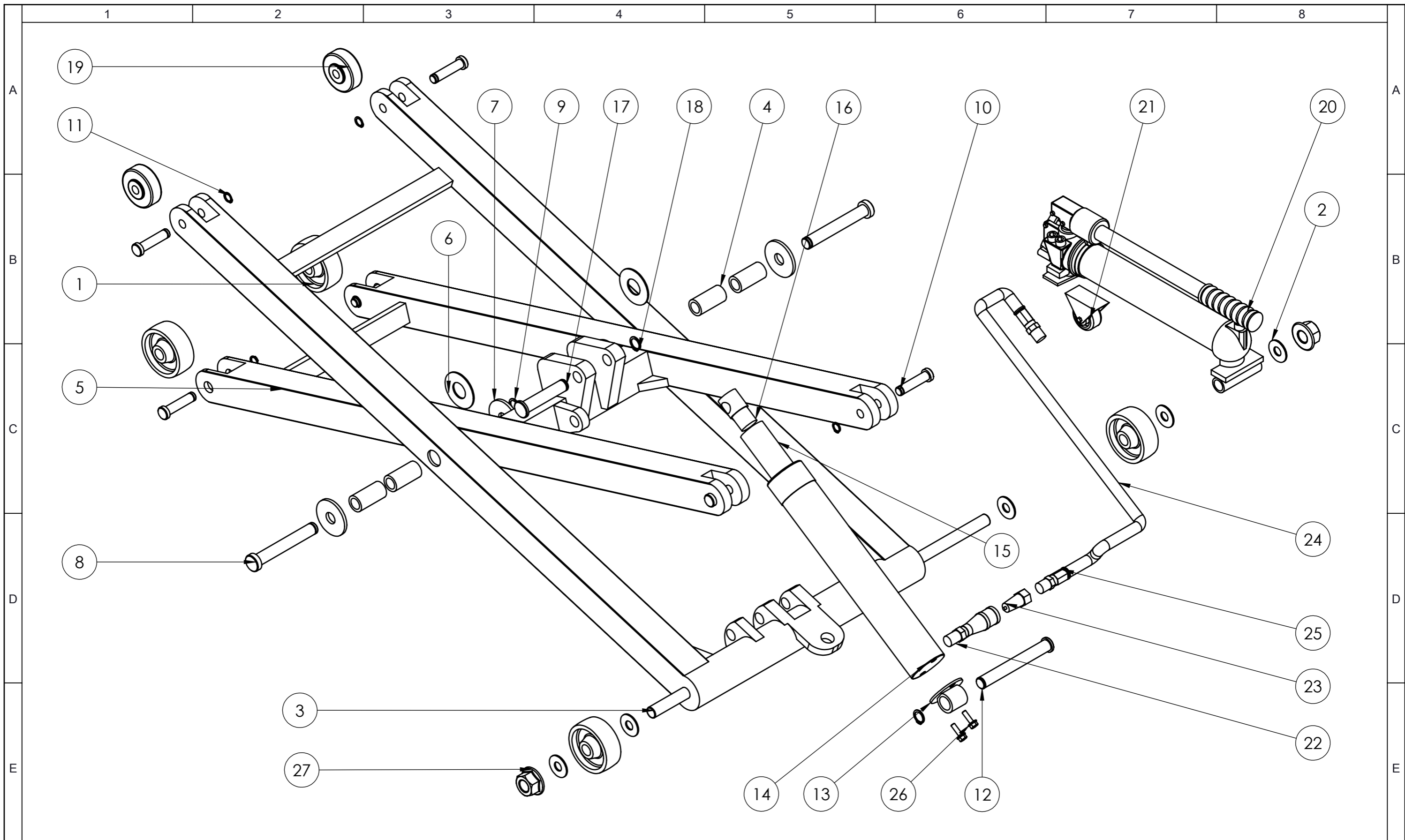
UTA
Ing. Mecánica





				Tolerancia	(Peso)	Materiales: VARIOS	
				±0,1	124 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación: PLATAFORMA ELEVADORA HIDRÁULICA
				Dib.	12/03/14	Sr.Miguel Vilegas	
				Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	Número del dibujo: 04 de 37
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:10	



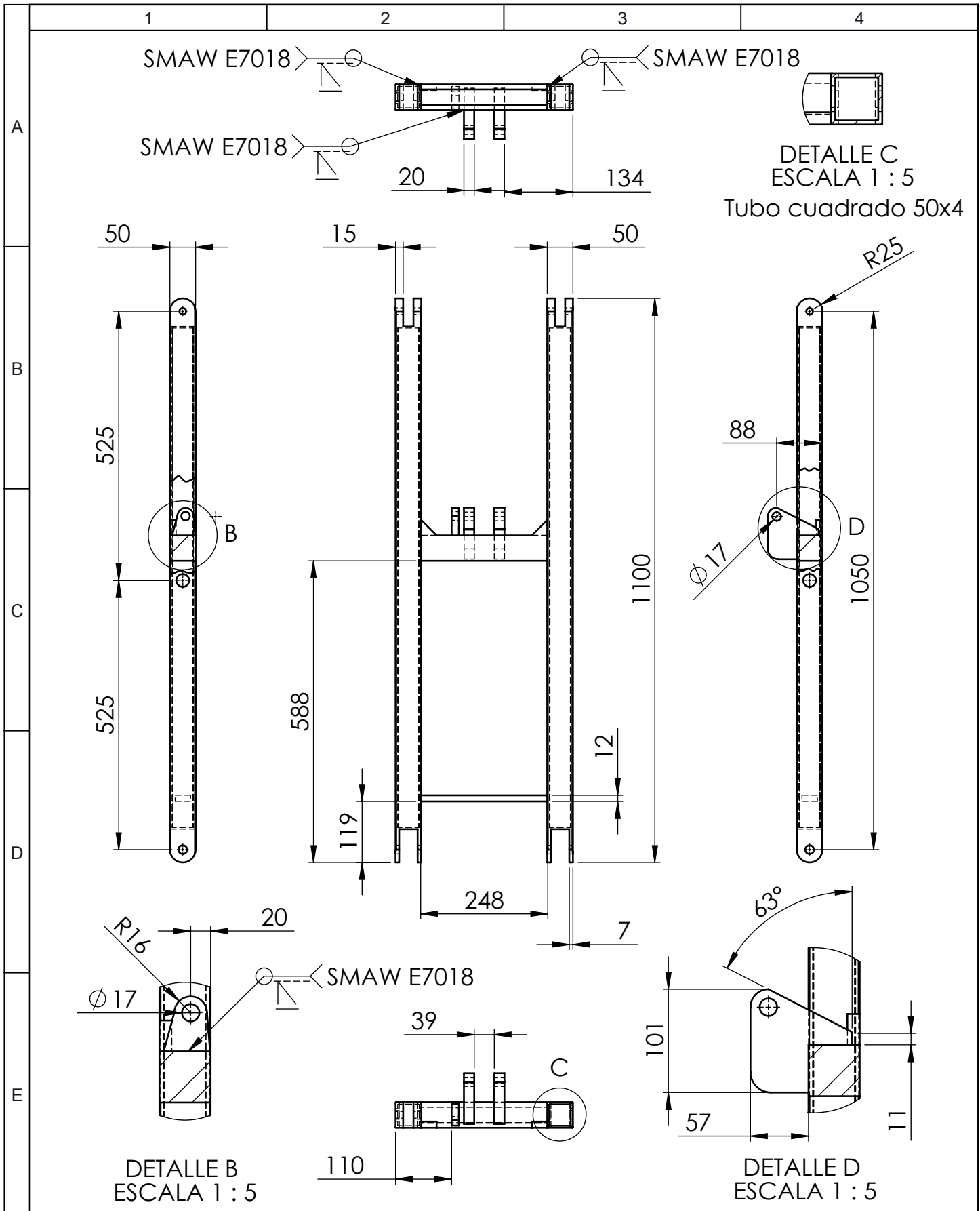


						Tolerancia	(Peso)	Materiales:		VARIOS
						±0,1	57,7 Kg			
							Fecha	Nombre	Denominación:	
						Dib.	12/03/14	Sr.Miguel Vilegas	MECANISMO DE ELEVACIÓN	
						Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	Escala:	
						Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	1:5	
						UTA		Número del dibujo:		05 de 37
						Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edi-	Modificación	Fecha	Nombre							

1	2	3	4
1	2	3	4

		1	2	3	4			
A								
B								
C	2	Tuerca	M20	SAE 8	27	Paso:2,5	----	Adquirido
	2	Perno	M6x20	SAE 8	26	Paso:1	----	Adquirido
	2	Acoples de manguera	18x56	AISI 1045	25	Eje	----	Adquirido
	1	Manguera de presión	24x400mm	Caucho	24	Manguera	----	Adquirido
	1	Acople rapido macho	26x44mm	AISI 1045	23	Eje	----	Adquirido
	1	Acople rapido hembra	26x92mm	AISI 1045	22	Eje	----	Adquirido
	1	Rueda de Bomba	d=60mm	Fundición	21	Moldeado	----	Adquirido
	1	Bomba Hidráulica Manual	392x124x108	Varios	20	Cilindro,eje	----	Adquirido
D	2	Rueda superior	60x26	Fundición	19	Moldeado	0,42	Adquirido
	2	Anillo de retención	d=17mm	SAE 8	18	Espesor:2	----	Adquirido
	1	Pasador superior pist.	d=17mm	AISI 4140	17	Eje transmisión	0,17	Maquinado
	1	Base superior cilindro	30x54	ASTM A36	16	Eje	2,2	Aquirido
	1	Eje de cilindro hidraul.	d=38mm	AISI 1045	15	Eje	2,2	Adquirido
	1	Cilindro Hidráulico	d=57mm	AISI 1045	14	Cilindro	4,6	Adquirido
	1	Base inferior cilindro	55x31 mm	AST A36	13	Eje	0,13	Adquirido
	1	Pasador inferior de pist.	d=17mm	AISI 4140	12	Eje transmisión	0,3	Maquinado
	6	Anillo de retención	d=16mm	SAE 8	11	Eepesor:1,5	----	Adquirido
	6	Pasador de ruedas	d=13mm	AISI 4140	10	Eje transmisión	----	Maquinado
	2	Anillo de retención	d=17mm	SAE 8	9	Espesor:1,5	----	Adquirido
	E	2	Pasador de tijeras	d=17mm	AISI 4140	8	Eje transmisión	0,24
4		Arandela	d=17 mm	SAE 8	7	Espesor:2,5	----	Adquirido
2		Arandela	d=17mm	SAE 8	6	Espesor:4	----	
1		Soporte Príncial	1168x669x63mm	ASTM A-500	5	Tubo cuadrado	23,3	Soldado
4		Cojinete de tijeras	d=25mm	Bronce SAE40	4	Eje	0,12	Maquinado
1		Soporte Secundario	1100x107x346 mm	ASTM A-500	3	Tubo cuadrado	20,8	Soldado
5		Arandela	d=17mm	SAE 8	2	Espesor: 2	----	Adquirido
4		Rueda Base	d=75mm	Fundición	1	Fundido	0,6	Adquirido
Nº de pieza	Descripción		Nº de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: VARIOS		
				±0,1	-- Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación: LISTA DE COMPONENTES DE MECANISMO	Escala:	
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas		--	
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 06 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)				

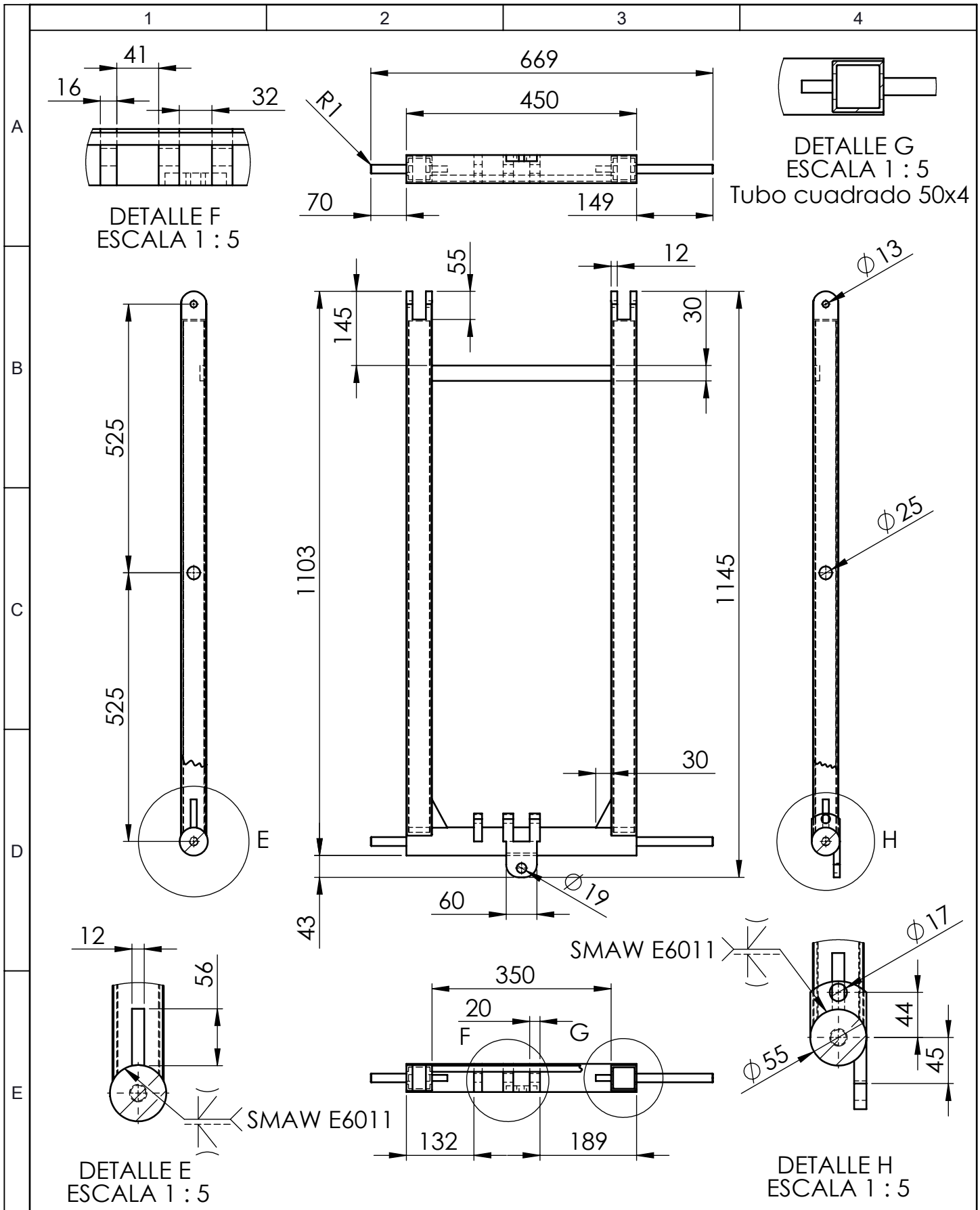


DETALLE C
ESCALA 1 : 5
Tubo cuadrado 50x4

DETALLE B
ESCALA 1 : 5

DETALLE D
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A500
				±0,1	20,8 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas	SOPORTE INFERIOR DE MECANISMO		1:10
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
			Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		07 de 37
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A500
				±0,1	23,3 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas	SOPORTE SUPERIOR DE MECANISMO		1:10
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
			Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		08 de 37
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

Torneado
N7

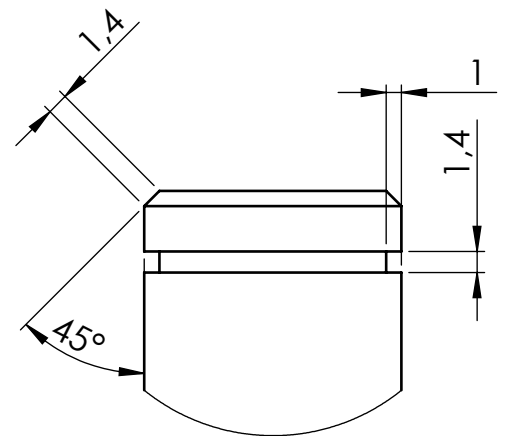
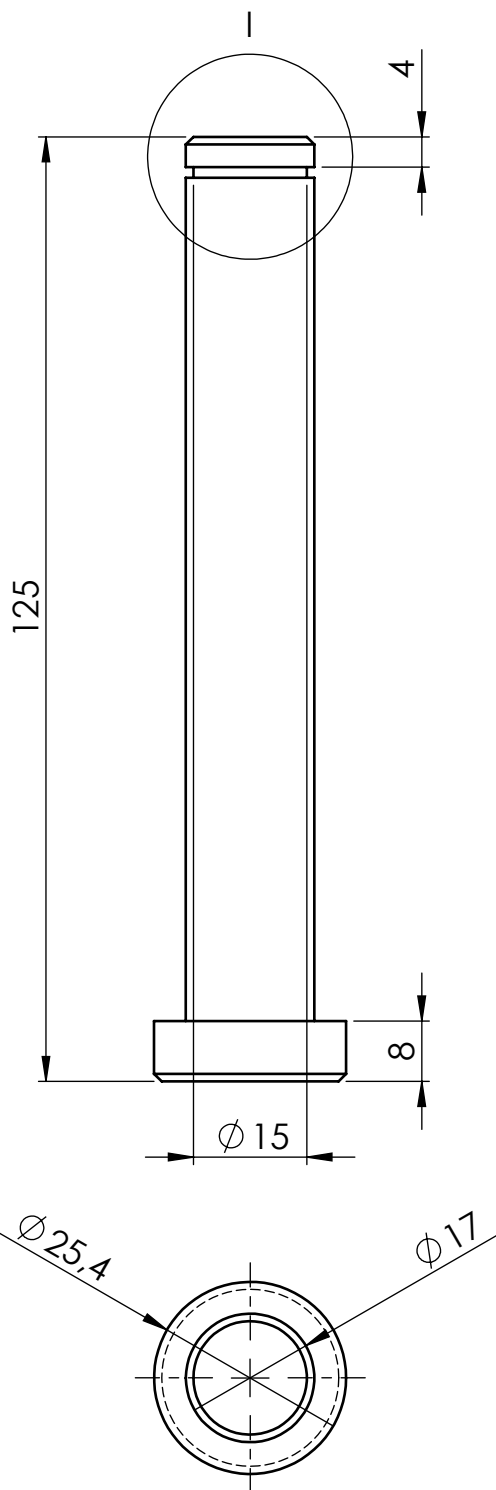
A

B

C

D

E



DETALLE I
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO AISI 4140
				±0,1	0,3 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	PASADOR DE TIJERAS		1:1
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		09 de 37		
						(Sustitución)		

Torneado
N7

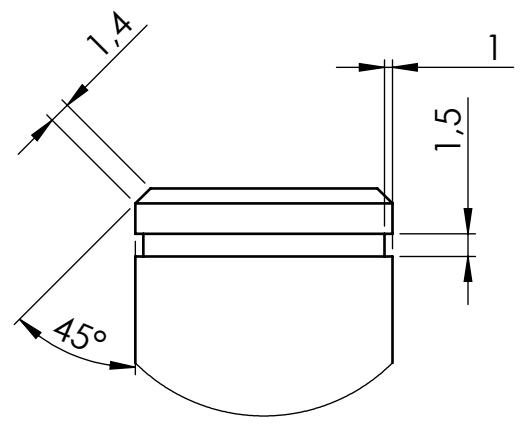
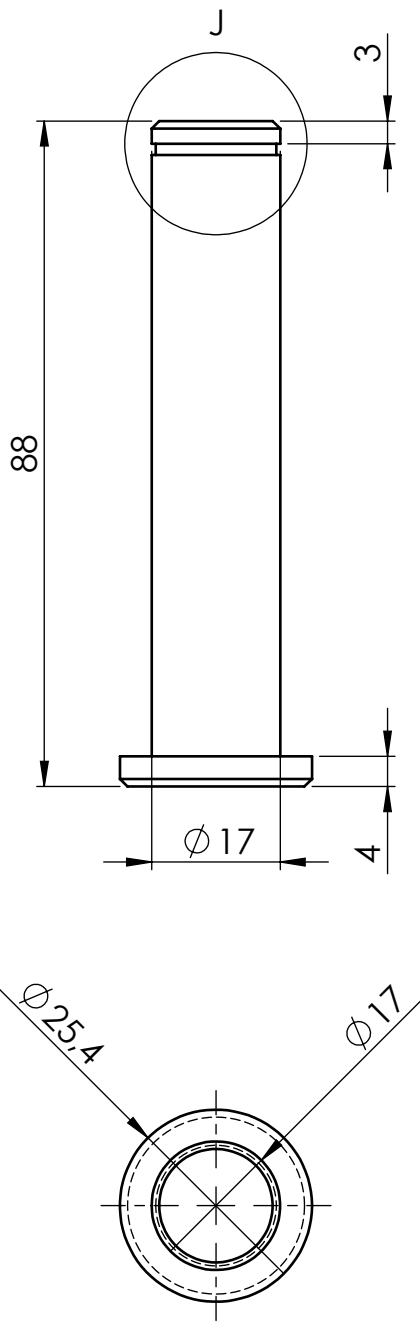
A

B

C

D

E



DETALLE J
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,2 Kg	ACERO AISI 4140			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas			PASADOR SUPERIOR DE PISTÓN	1:1
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:			
				Ing. Mecánica		10 de 37			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			

1

2

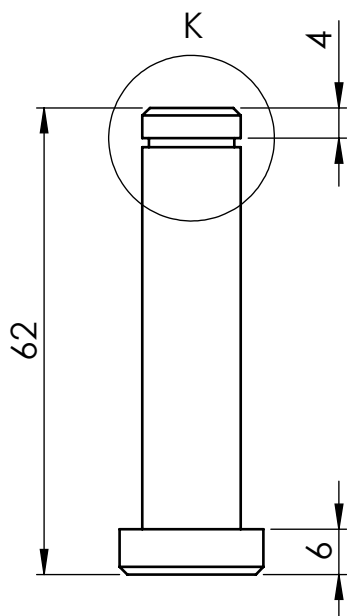
3

4

A

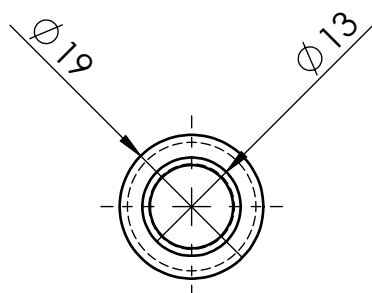
Torneado
N7

B

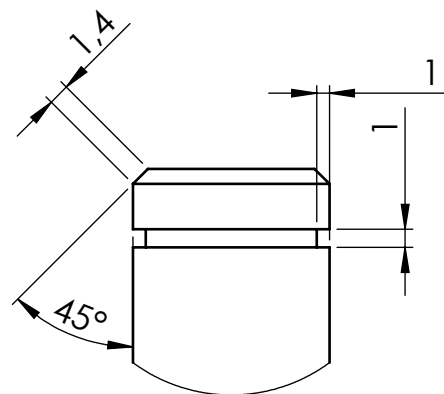


C

D

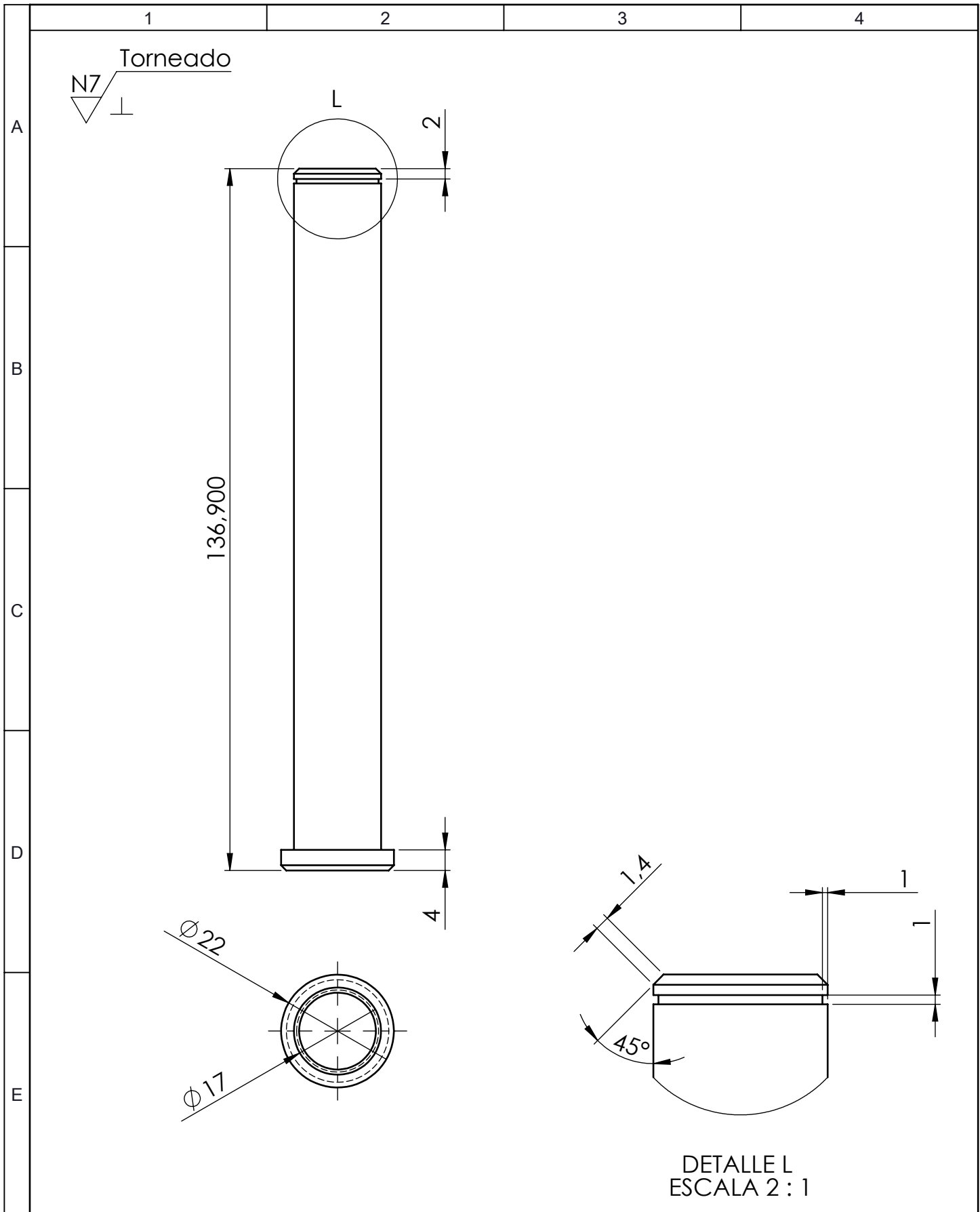


E

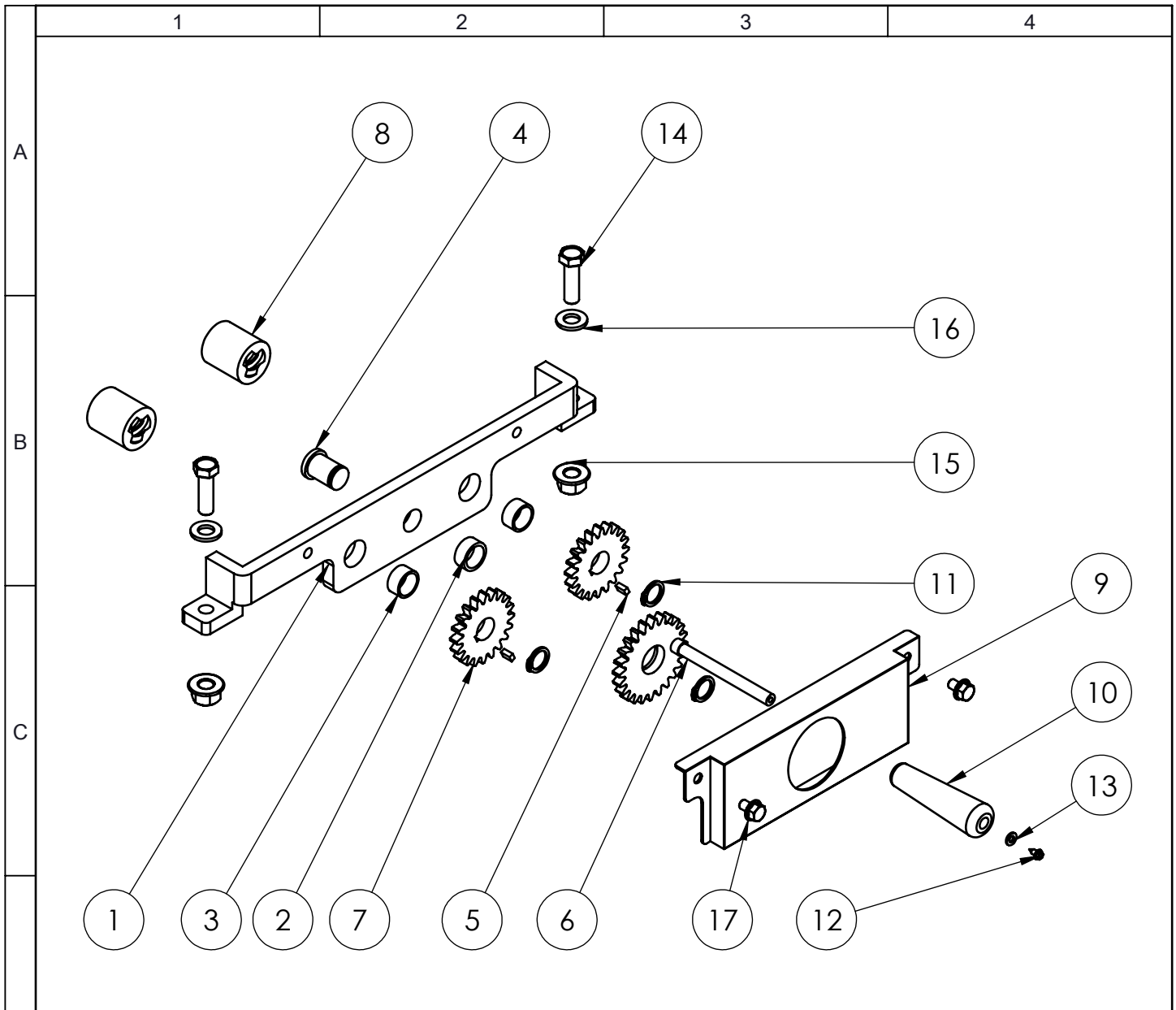


DETALLE K
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,07 Kg	ACERO AISI 4140	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	1:1
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		11 de 37	
						(Sustitución)	



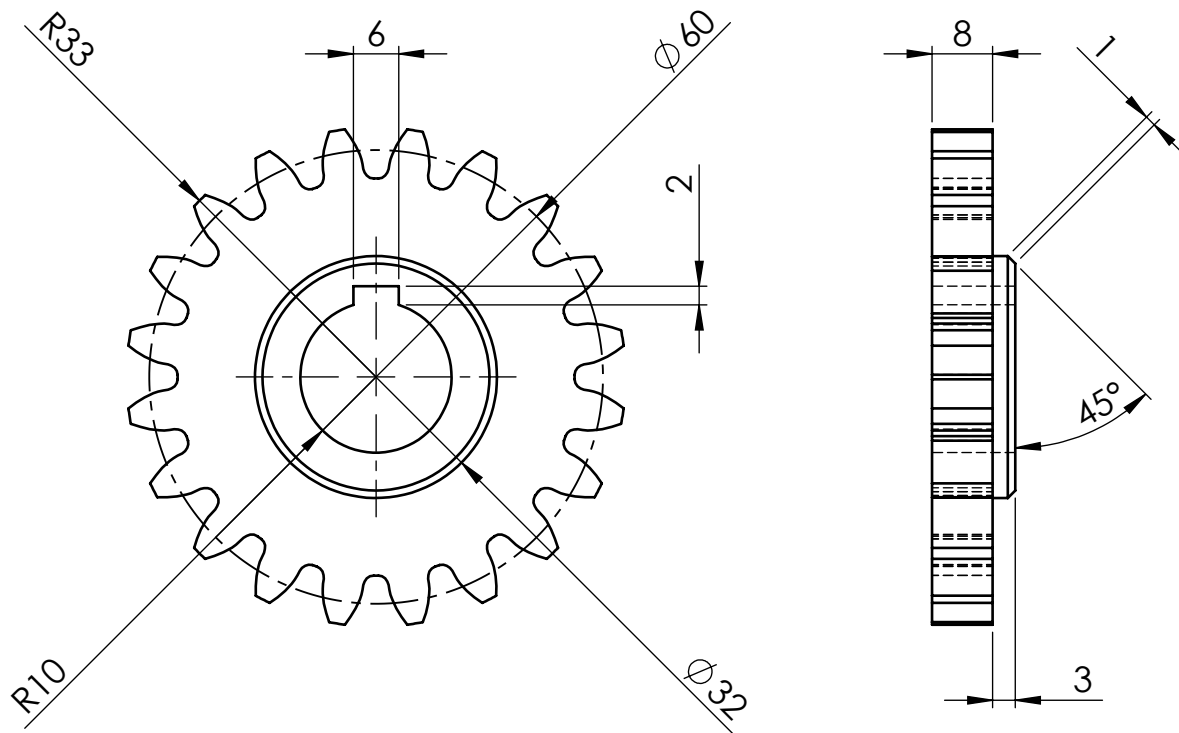
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,3 Kg	ACERO AISI 4140			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas			PASADOR INFERIOR DE PISTÓN	1:1
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:	12 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		(Sustitución)			



D	2	Perno hexagonal	M8x12	SAE 8	17	Paso: 1,25	----	Adquirido
	2	Arandela	d=13,57 mm	SAE 8	16	Plana	----	Adquirido
	2	Tuerca Hexagonal	M12	SAE 8	15	Paso: 1,75	----	Adquirido
	2	Perno hexagonal	M12x40	SAE 8	14	Paso: 1,75	----	Adquirido
	1	Arandela	d=5mm	SAE 8	13	Plana	----	Adquirido
	1	Tornillo	d=4,2 mm	SAE 8	12	Paso: 1	----	Adquirido
	3	Anillo de retención	d=8,5 mm	SAE 8	11	Externo	----	Adquirido
	1	Mango de giro	100x29,37 mm	AISI 1018	10	Eje de transmisión	0,32	Torneado
	1	Protector de engranes	269x84x30mm	ASTM A653	9	PLancha	0,47	Cortado
	2	Tuerca de tornillo de P.	d=25,4 mm	Bronce SAE40	8	Paso: 5,08 mm	0,28	Torneado
	2	Engrane	d=66 mm	ASTM A36	7	Pletina	0,2	Fresado
	1	Piñon	d=78 mm	ASTM A36	6	PLEtina	0,3	Fresado
	2	Chaveta de engranes	10x6x4	ASTM A36	5	Pletina	0,002	Cortado
	E	1	Pasador de piñon	d=20 mm	AISI 1018	4	Eje de transmisión	0,082
2		Cojinete de tornillo	d=24 mm	Bronce SAE40	3	Eje	0,02	Torneado
1		Cojinete de piñon	d=25,4 mm	Bronce SAE40	2	Eje	0,02	Torneado
1		Soporte de tornillos y engranes	451x70x12mm	ASTM A36	1	PLEtina	2,1	Cortado
		Nº de pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo	Material	Nº de Orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: VARIOS	
				±0,1	4,3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO	Escala: 1:5
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 13 de 37	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

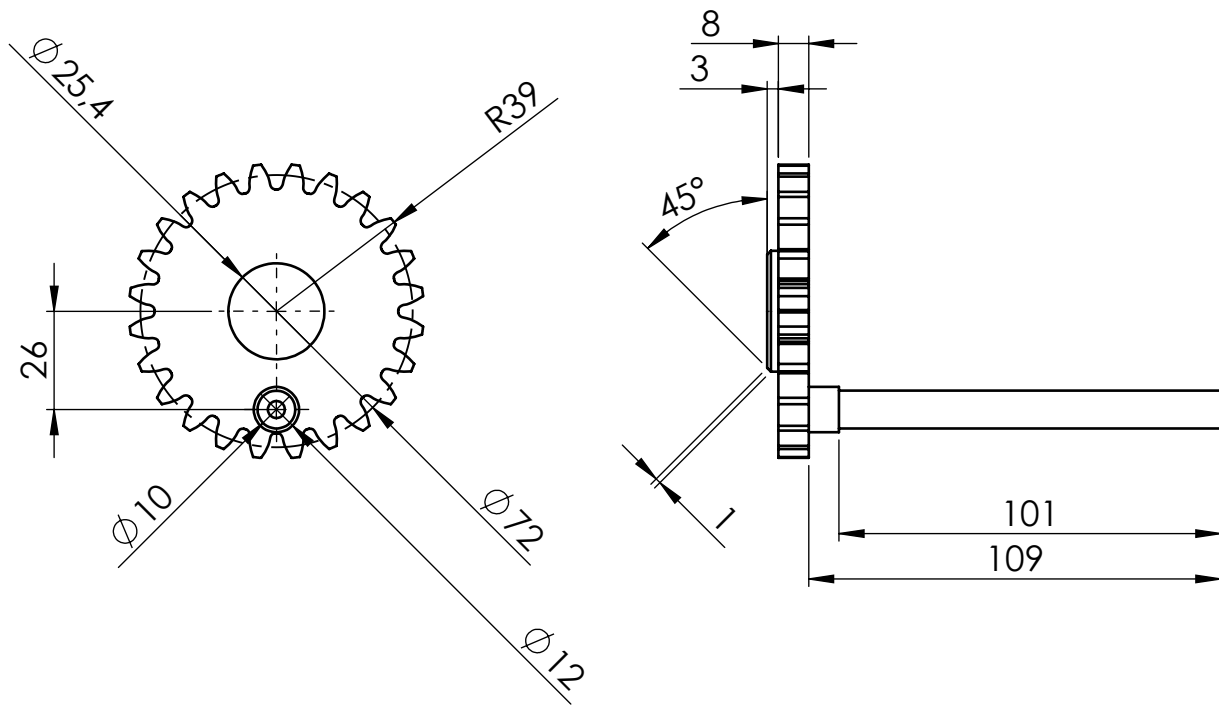
N6
Fresado



DATOS DE DEL ENGRANE	
Módulo m	3
Número de dientes N	20
Diametro exterior D_e	66 mm
Dámetro interior D_i	52,5 mm
Díametro de paso d	60 mm
Angulo de presión ϕ	20°
Distancia entre centros D_c	66mm

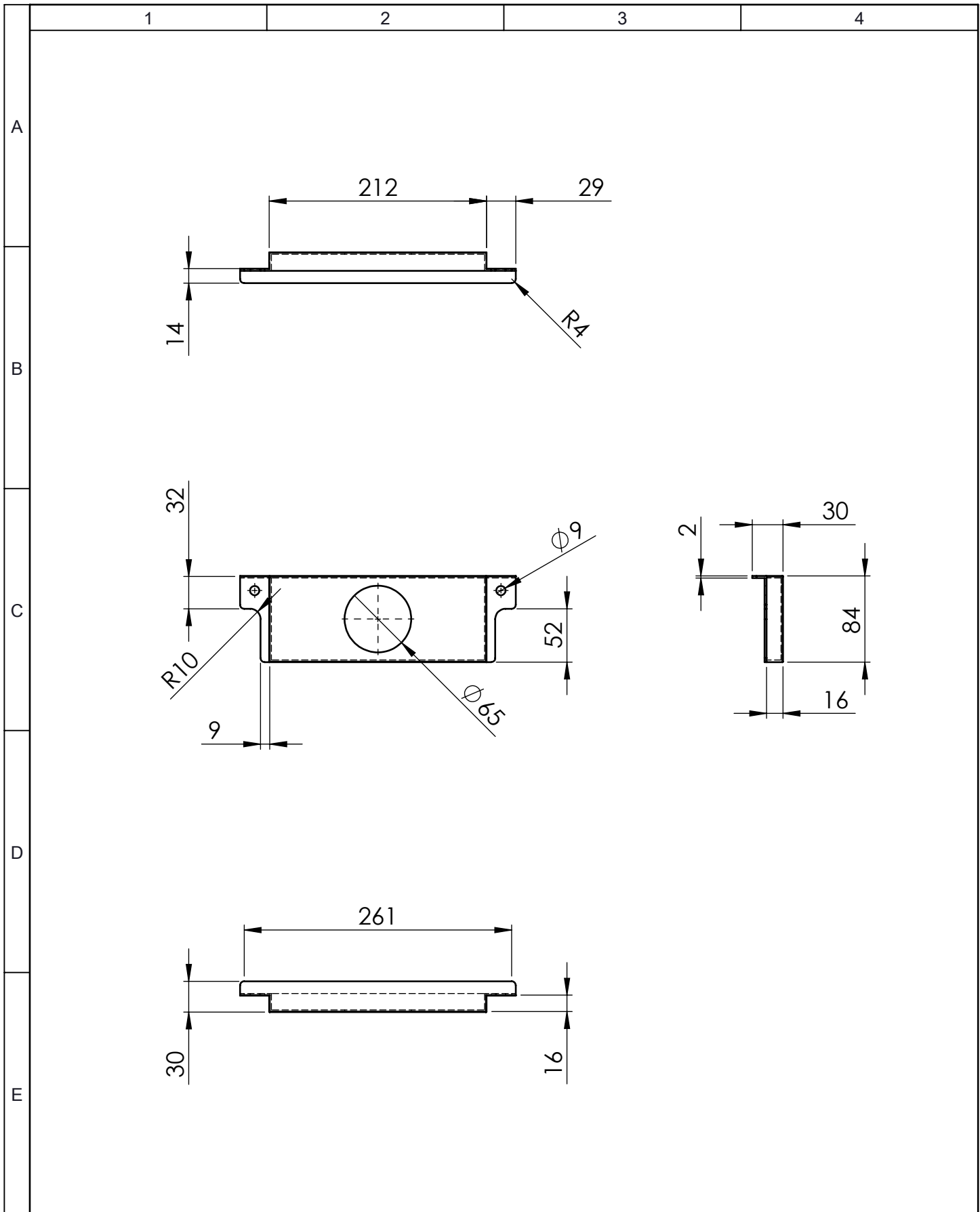
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				$\pm 0,1$	0,2 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	ENGRANE RECTO CONDUCIDO		1:1
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		14 de 37
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

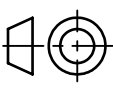
N6 Fresado



DATOS DE DEL ENGRANE	
Módulo m	3
Número de dientes N	24
Diametro exterior De	78 mm
Dámetro interior Di	64,5 mm
Díametro de paso d	72 mm
Angulo de presión ϕ	20°
Distancia entre centros Dc	66mm

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36	
				±0,1	0,3 Kg				
					Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:	
				Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas			
				Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	ENGRANE RECTO CONDUCTOR	1:2	
				UTA					Número del dibujo:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica			(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36		
				$\pm 0,1$	0,5 Kg					
					Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas			PROTECTOR DE ENGRANES	1:2
				Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				UTA		Número del dibujo:				
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		16 de 37				
								(Sustitución)		

1

2

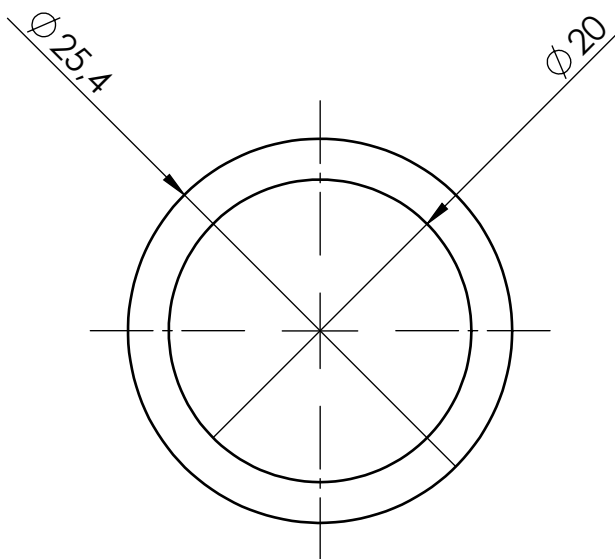
3

4

A

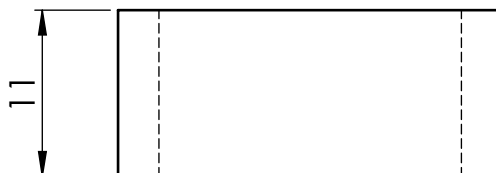
N7 Torneado

B



C

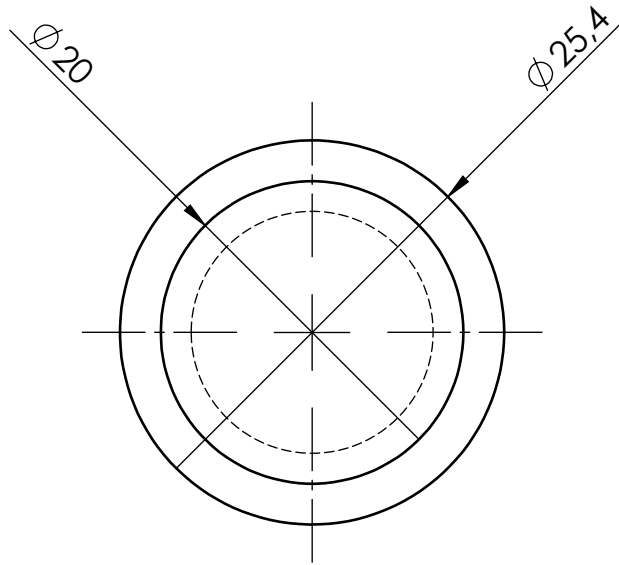
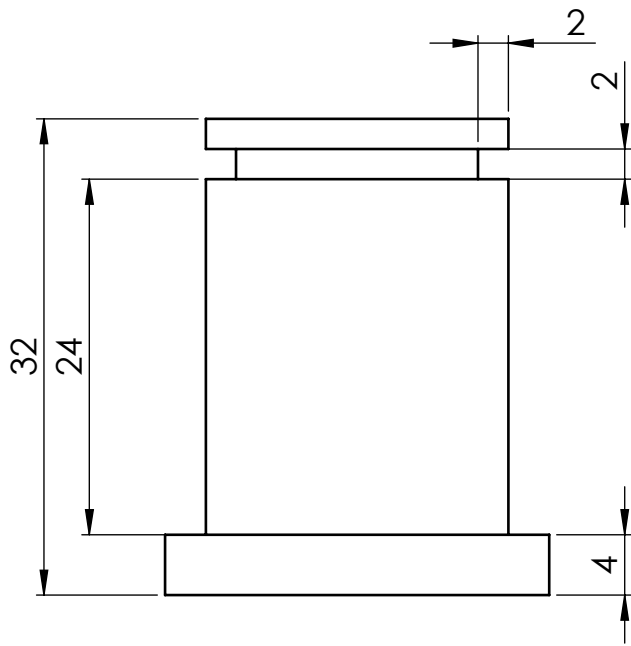
D



E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		BRONCE SAE 40
				$\pm 0,1$	0,5 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	COJINETE DE PIÑÓN		2:1
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		17 de 37		
								(Sustitución)

N7 Torneado



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	0,1 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	PASADOR DE PIÑÓN		2:1
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		18de 37		
								(Sustitución)

1

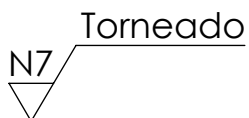
2

3

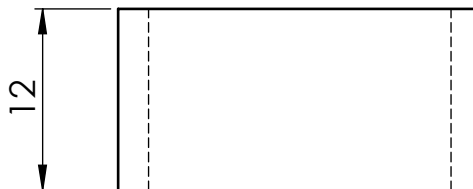
4

A

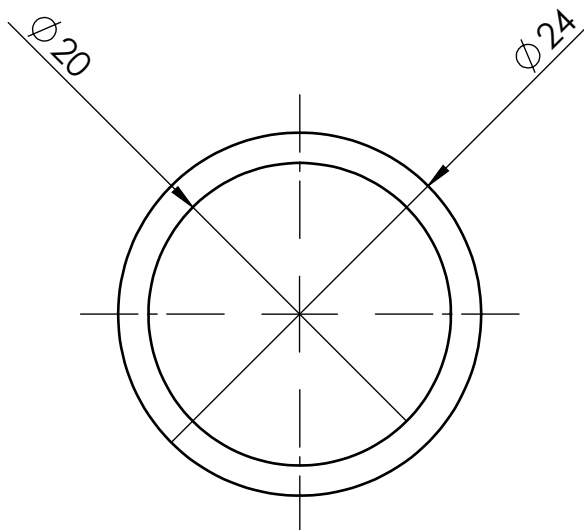
N7 Torneado



B

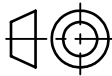


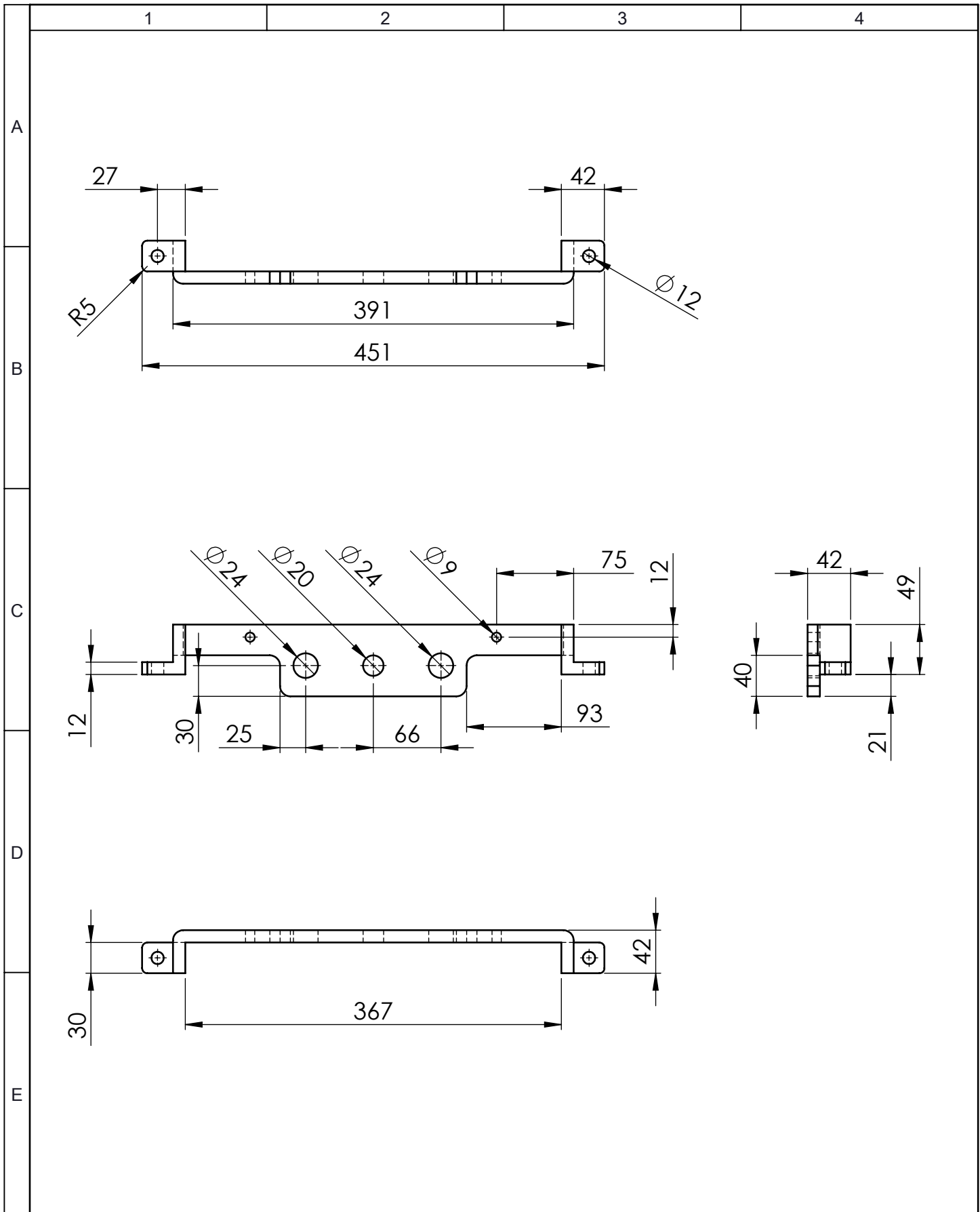
C



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		BRONCE SAE 40
				$\pm 0,1$	0,02 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	COJINETE DE TORNILLO		2:1
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		19 de 37		
								(Sustitución)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	2,1 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	SOPORTE DE ENGRANES		1:5
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
				Ing. Mecánica		20 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		

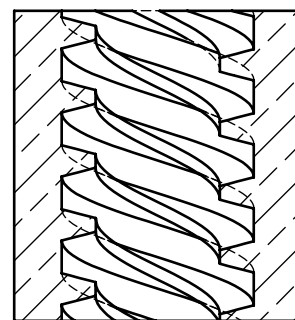
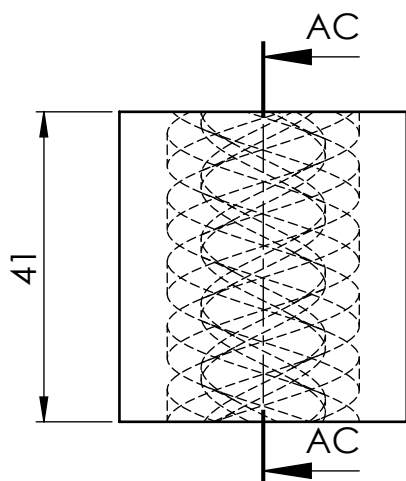
1

2

3

4

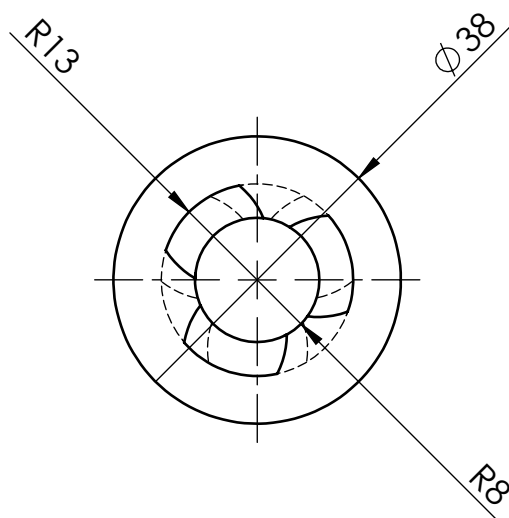
A



SECCIÓN AC-AC
ESCALA 1 : 1

B

C



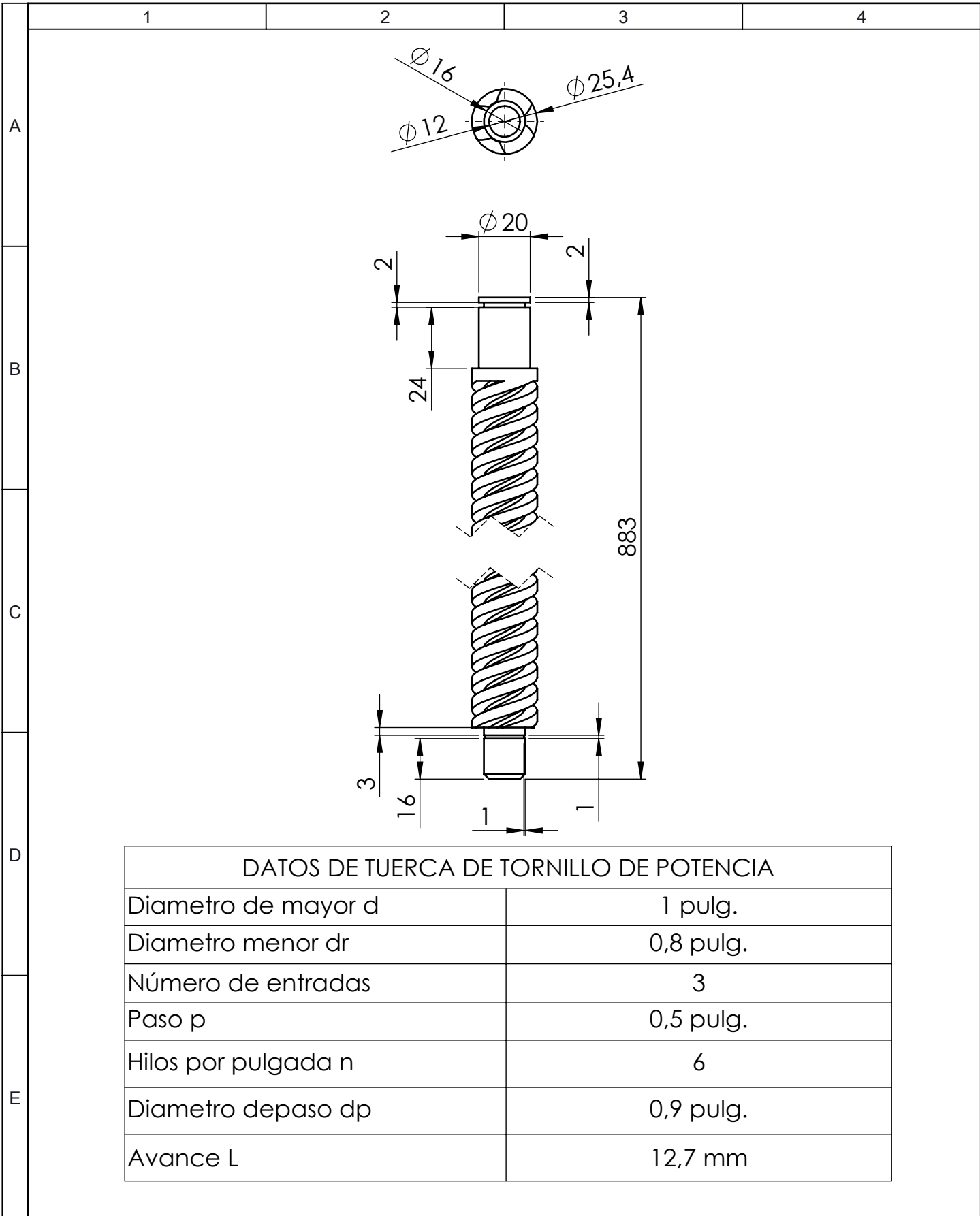
D

E

DATOS DE TUERCA DE TORNILLO DE POTENCIA

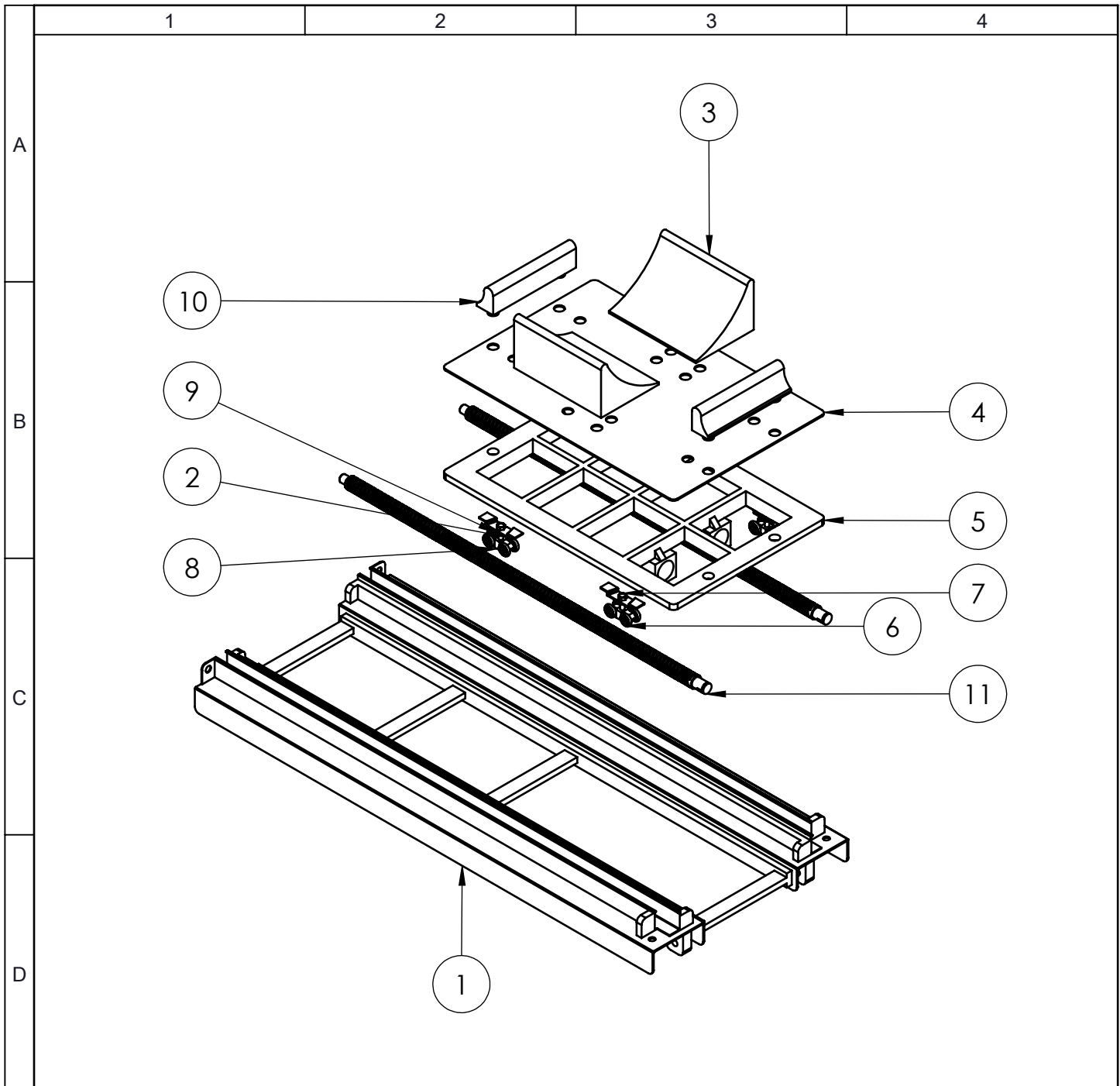
Número de entradas	3
Diametro de paso	1 pulg.
Paso p	0,5 pulg.
Hilos por pulgada n	6
Diametro depaso dp	0,9 pulg.

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		BRONCE SAE 40
				±0,1	0,3 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	TUERCA DE TORNILLO DE POTENCIA		1:5
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		21 de 37
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



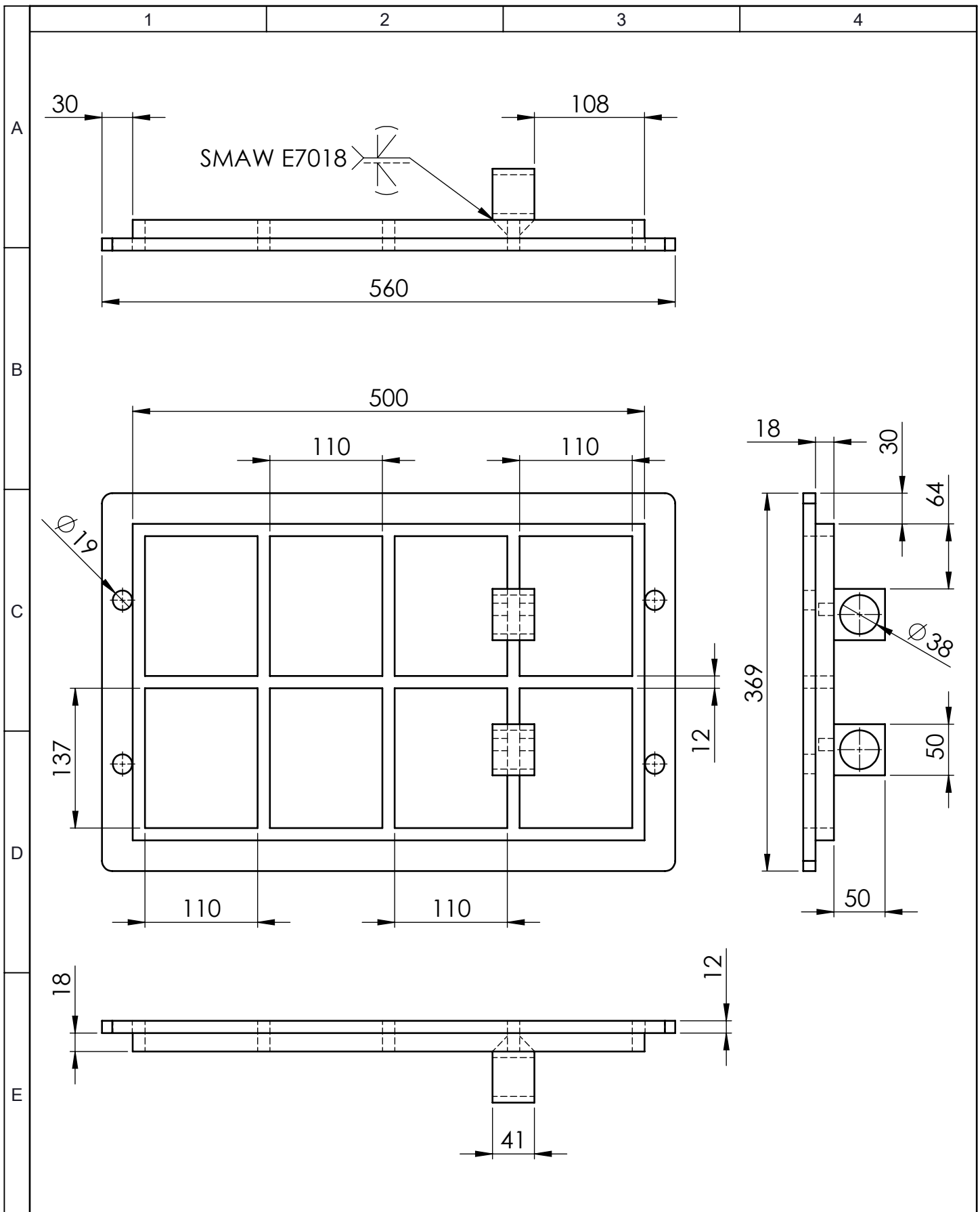
DATOS DE TUERCA DE TORNILLO DE POTENCIA	
Diametro de mayor d	1 pulg.
Diametro menor dr	0,8 pulg.
Número de entradas	3
Paso p	0,5 pulg.
Hilos por pulgada n	6
Diametro depaso dp	0,9 pulg.
Avance L	12,7 mm

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO AISI 1018
				±0,1	2,5 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	TORNILLO DE POTENCIA		1:2
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
				Ing. Mecánica		22 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		

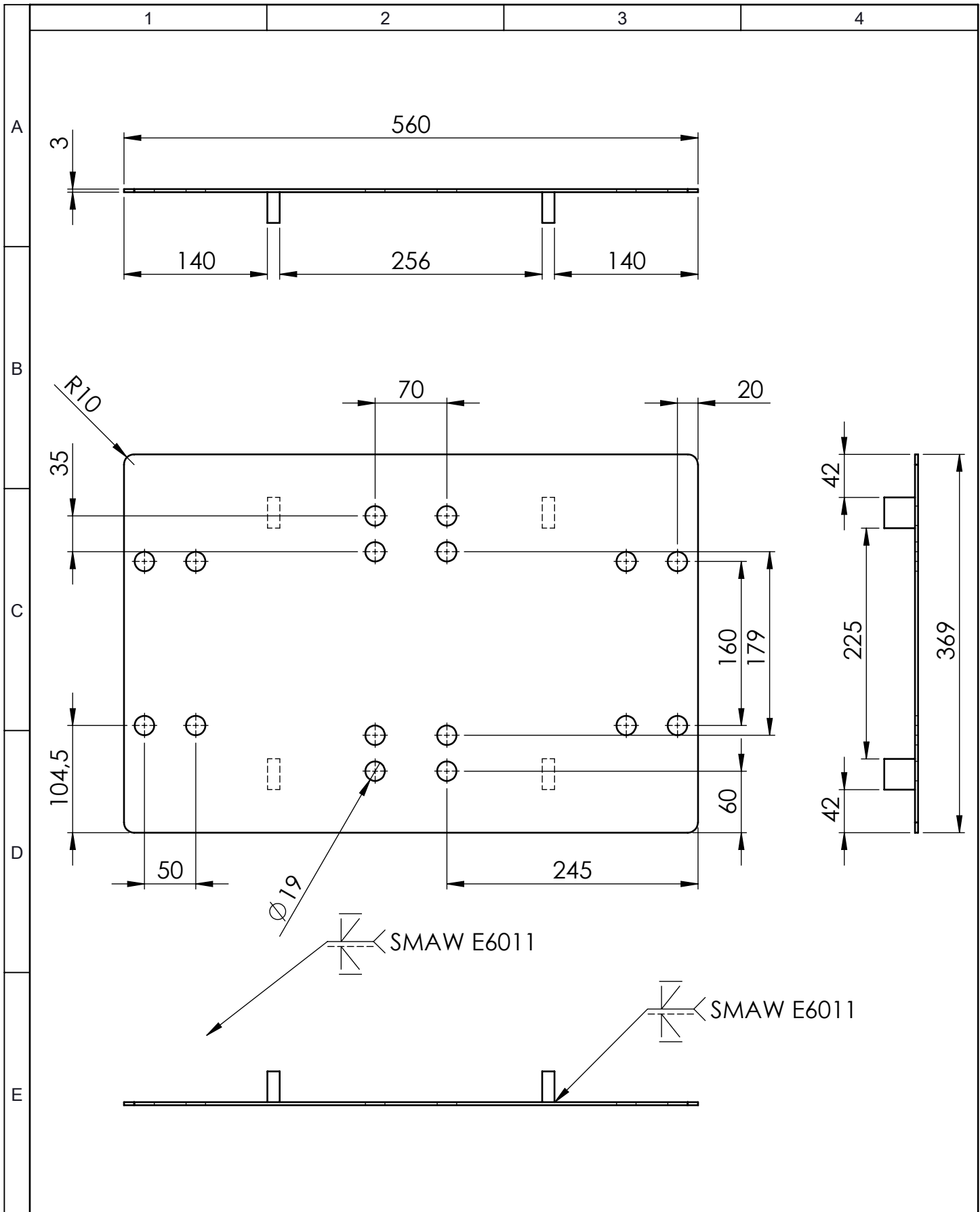


2	Tornillo de potencia	d=25,4 mm	AISI 1018	11	Paso: 5,08 mm	2,5	Torneado
2	Estabilizador frontal	200x66x40	Madera	10	Barra Madera	0,28	Cortado
8	Tuerca	M8	SAE 8	9	Paso: 1,25	-----	Adquirido
4	Soporte de corredera	59x27x17	AISI 1020	8	Reforzado	0,071	Adquirido
4	Perno	M8x40	SAE 8	7	Paso: 1,25	-----	Adquirido
16	Rueda de corredera	d=27mm	Caucho	6	Reforzado	-----	Adquirido
1	Plataforma superior	560x369x40 mm	ASTM A36	5	Plancha	18,8	Cortado
1	Plancha superior	560x369x33 mm	ASTM A36	4	Pletina	5,1	Cortado
2	Estabilizador laterar	210x140x100mm	Madera	3	Barra Madera	0,45	Cortado
4	Pletina de corredera	87x20x9 mm	AISI 1020	2	Pletina	0,036	Adquirido
1	Plataforma superior	125x50x3 mm	ASTM A36	1	Perfil en u	30,8	Cortado
Nº de pieza	Descripción	Nº de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	Nº de Modelo/semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

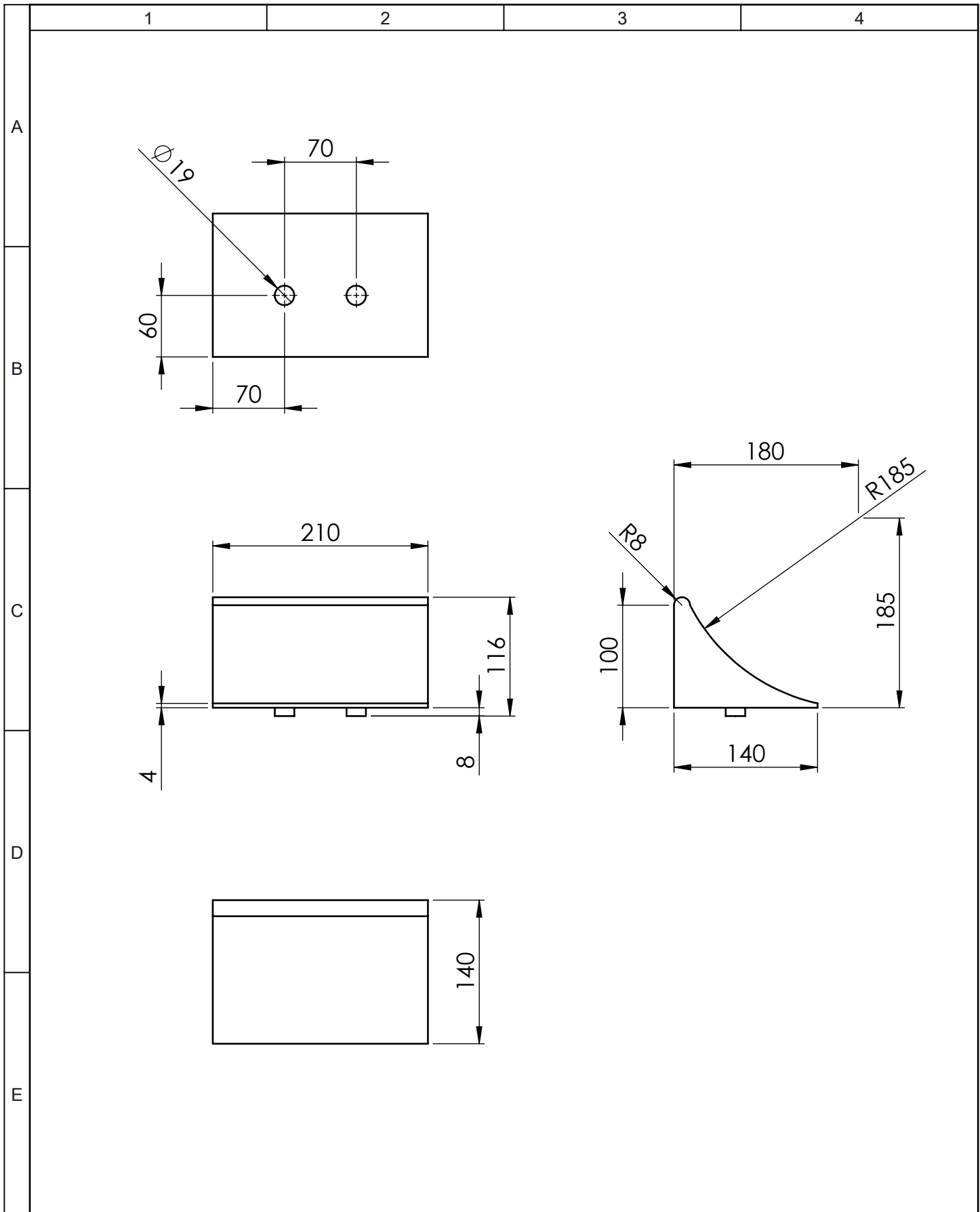
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		VARIOS	
				±0,1	56,8 Kg				
				Fecha	Nombre	Denominación:			Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	PLATAFORMA DE DESPLAZAMIENTO SUP.			1:10
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				UTA		Número del dibujo:		23 de 37	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



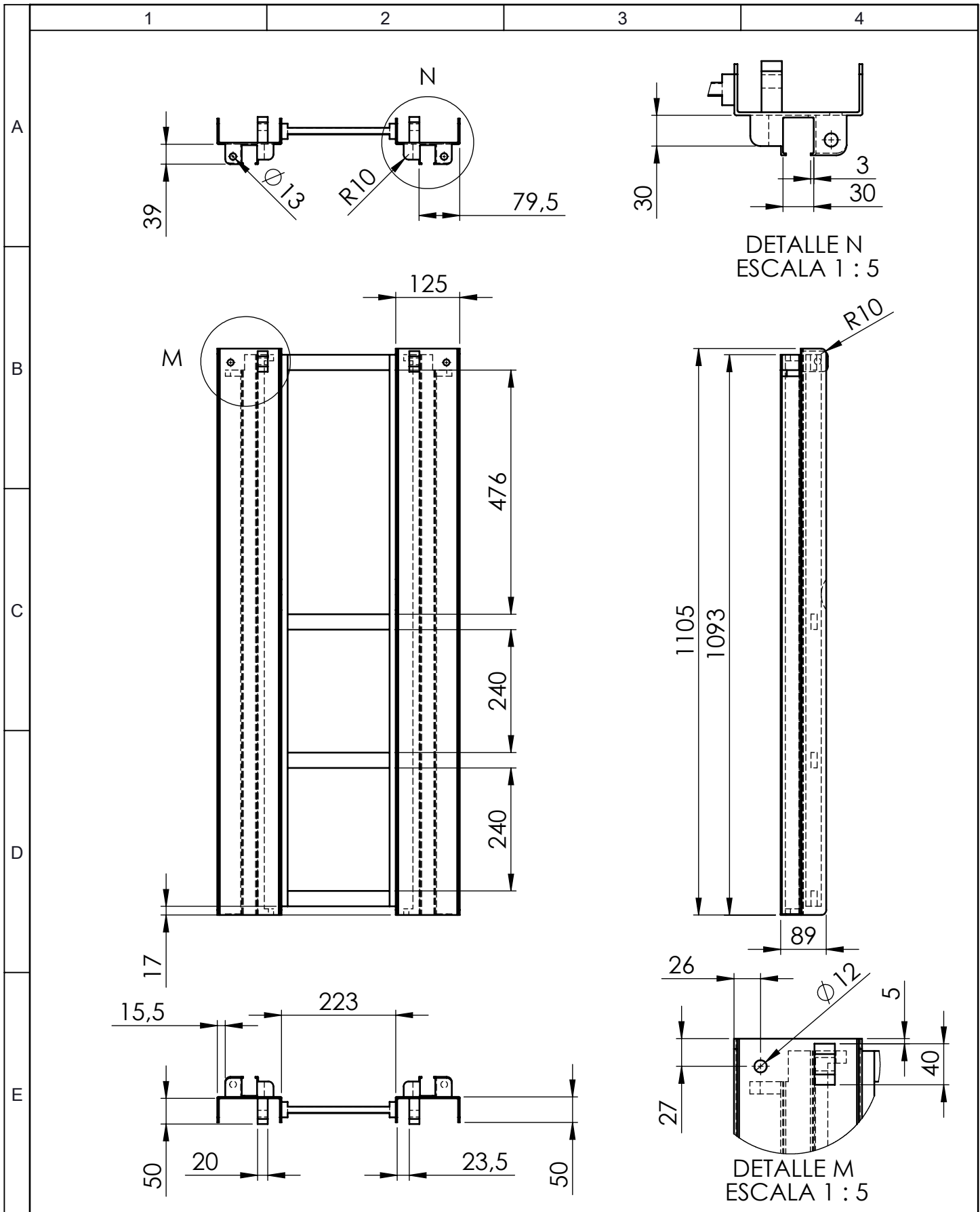
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				$\pm 0,1$	26 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib.	13/03/14	Sr.Miguel Villegas	PLATAFORMA DE DESPLAZAMIENTO SUP.		1:5
			Rev.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
			Apro.	14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		24 de 37		
						(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	5,1 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	PLANCHA SUPERIOR		1:5
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		25 de 37		
								(Sustitución)



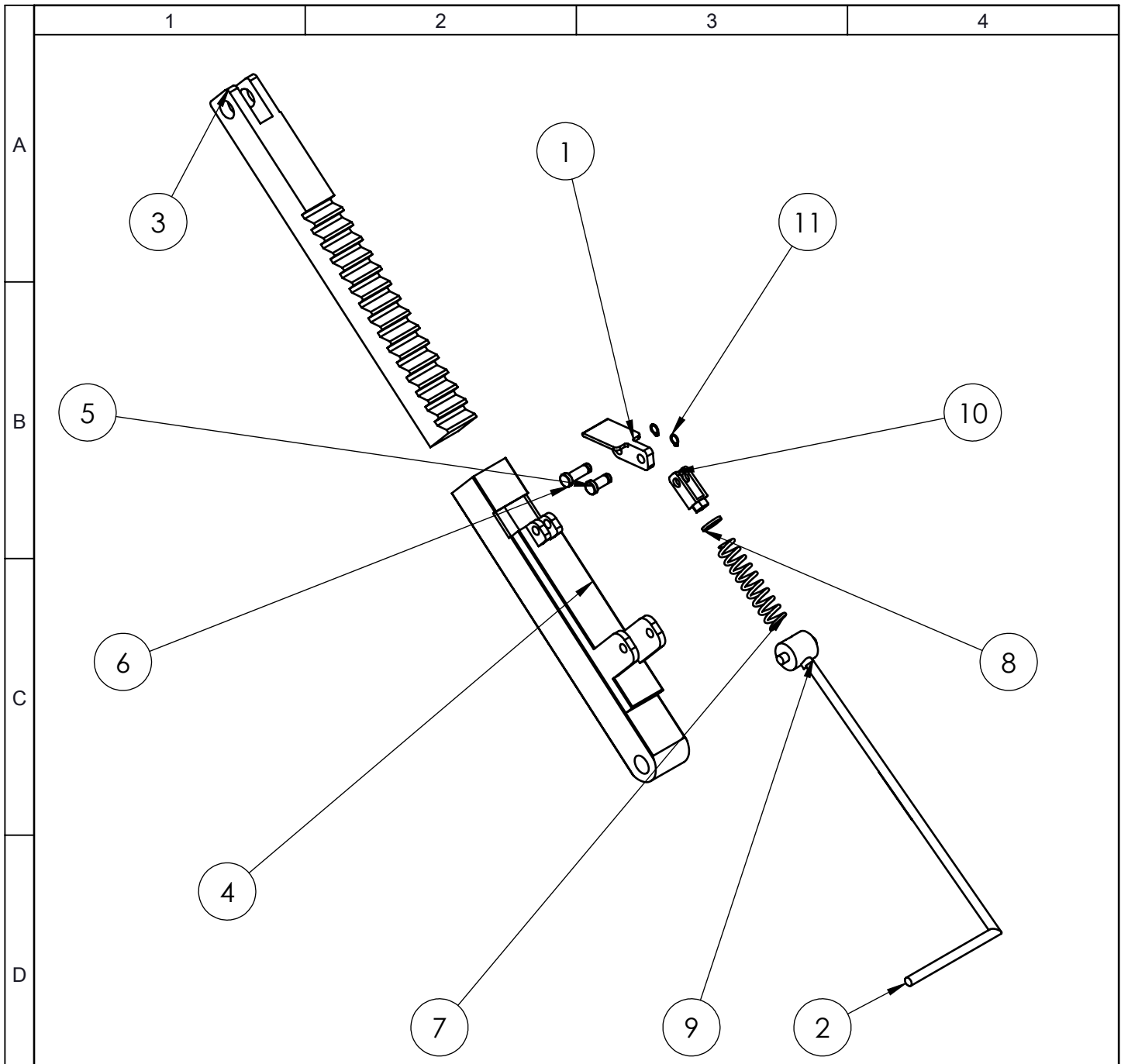
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		MADERA
				±0,1	0,5 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas	ESTABILIZADOR LATERAL		1:5
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		27 de 37		
						(Sustitución)		



DETALLE N
ESCALA 1 : 5

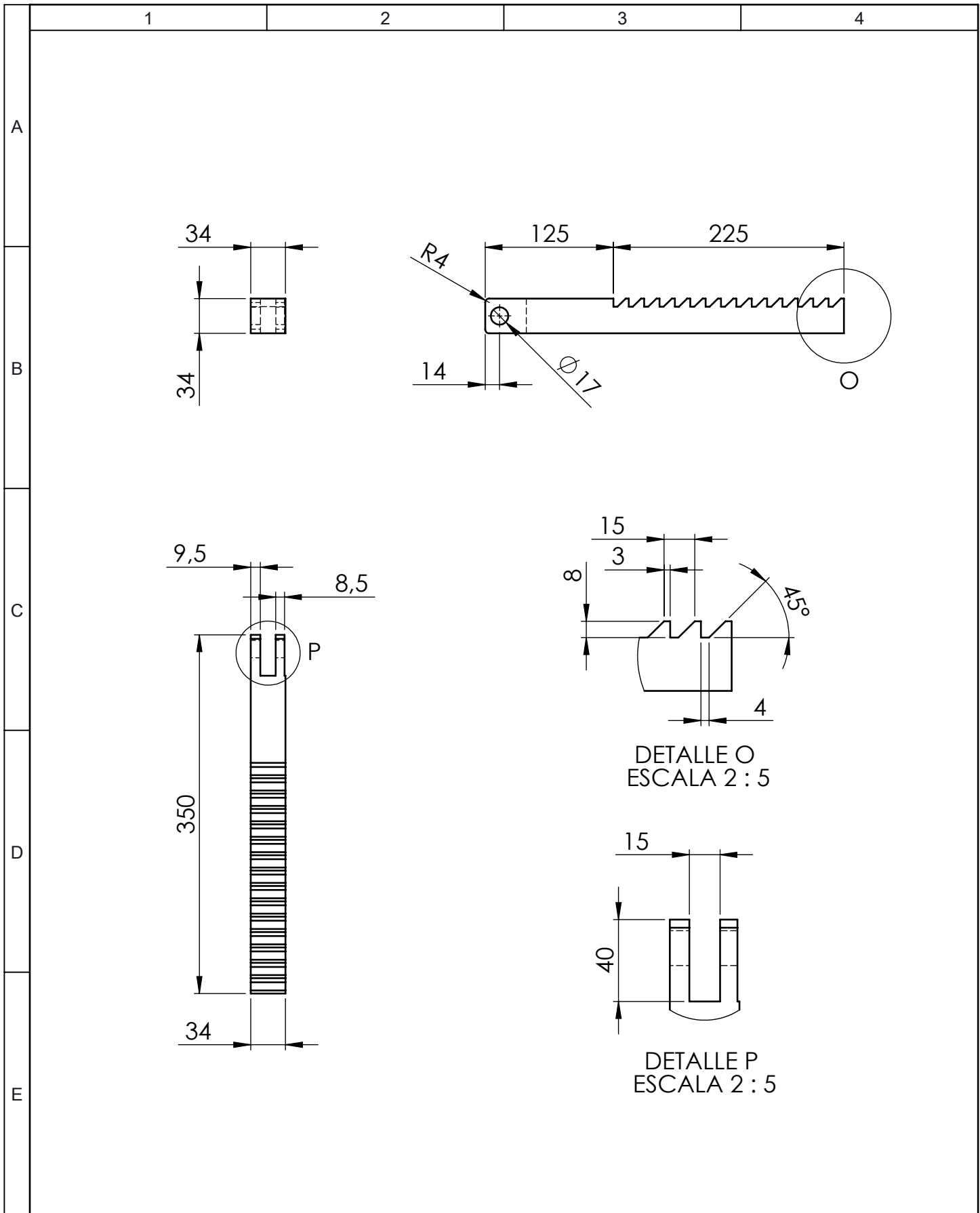
DETALLE M
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				$\pm 0,1$	30,8 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib.	03/04/14	Sr.Miguel Villegas	SOPORTE SUPERIOR		1:10
			Rev.	03/04/14	Ing. Mg.Juan P.			
			Apro.	03/04/14	Ing.Mg. Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
				Ing. Mecánica		28 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		

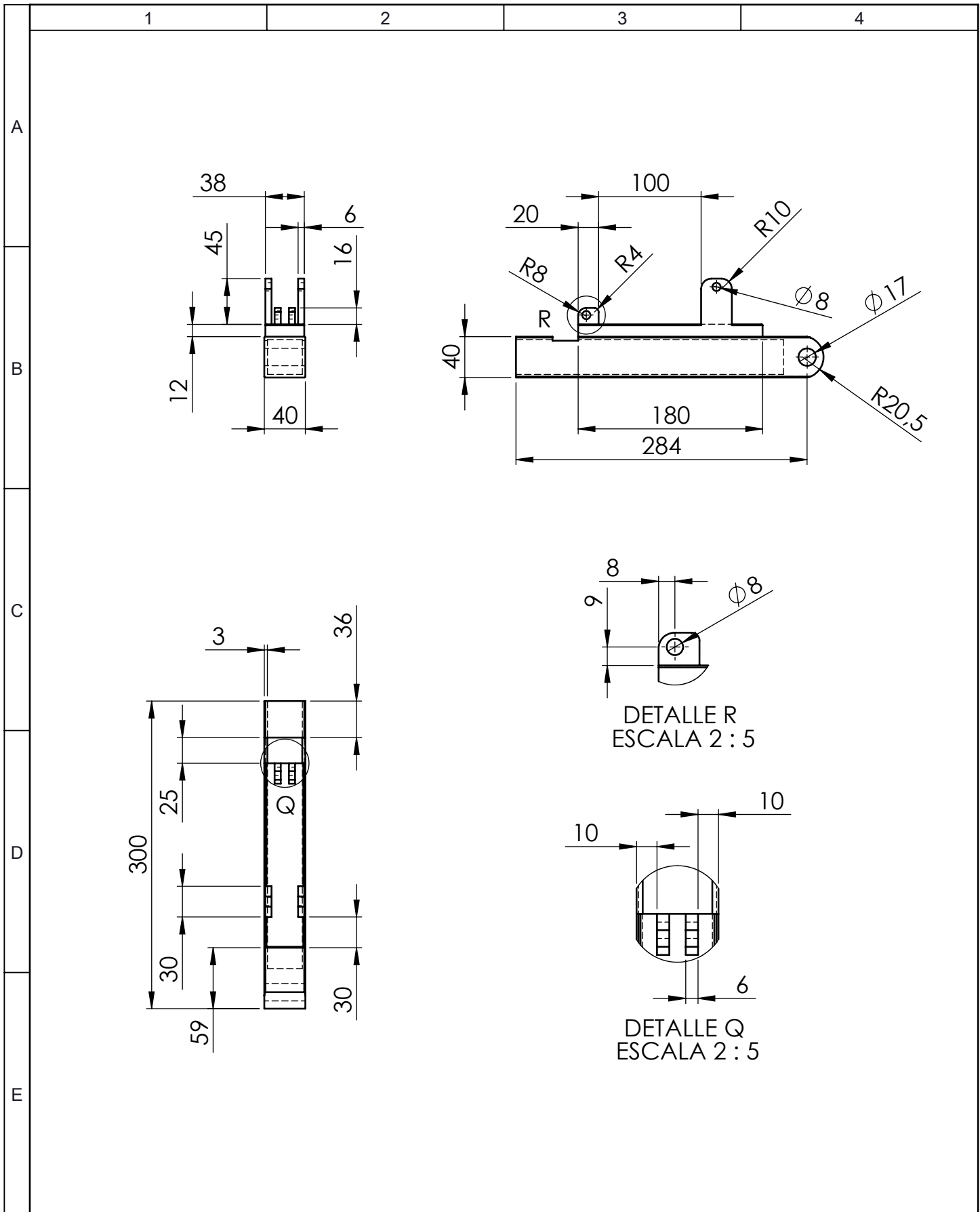


2	Anillo de retención	d=7mm	SAE 8	11	Espeesor:1	---	Adquirido
1	Acople de seguro	38x14mm	ASTM A36	10	Pletina	0,023	Maquinado
1	Rodillo guía	25,4x40mm	AISI 1018	9	Eje transmisión	0,01	Maquinado
1	Arandela	d=9mm	AISI 140	8	Eje	----	Adquirido
1	Resorte	85x19mm	----	7	Alambre	----	Adquirido
1	Pasador de seguro Inf.	8x29mm	AISI 4140	6	Eje	0,013	Torneado
1	Pasador de seguro	8x23mm	AISI 4140	5	Eje	0,01	Torneado
1	Guía de barra dentada	300x97x40	ASTM A36	4	Tubo cuadrado	2	Cortado,Sold.
1	Barra dentada	350x34mm	ASTM AISI 1010	3	Barra cuadrada	2,72	Maquinado
1	Barra de control	266x102x8mm	AISI 1018	2	Eje transmisión	0,02	Maquinado
1	Seguro de barra	70X30X19mm	ASTM A36	1	Pletina	0,065	Cortado,Sold.
Nº de pieza	Descripción	Nº de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	Nº de Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

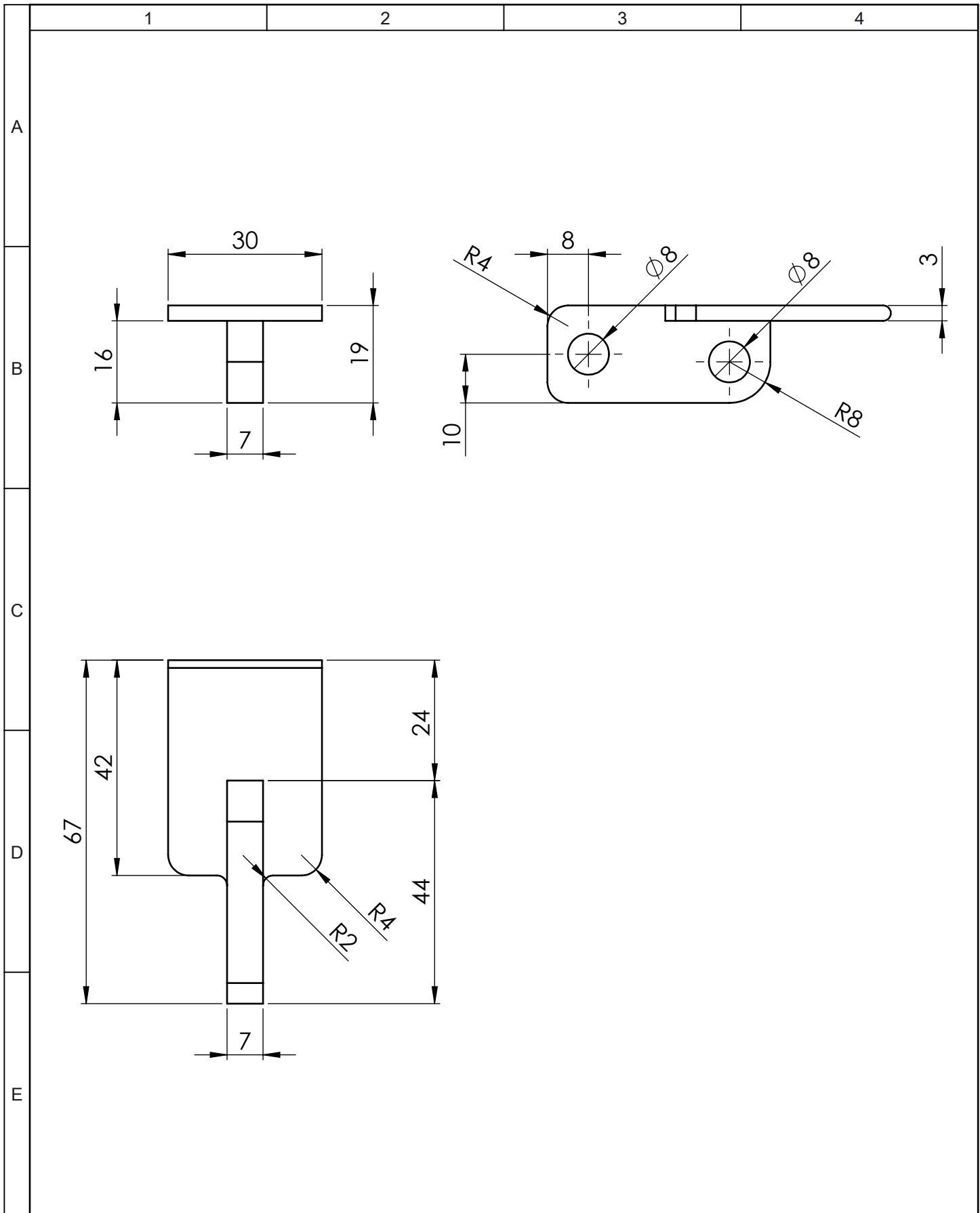
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		VARIOS	
				±0,1	5 Kg				
				Fecha	Nombre	Denominación:			Escala:
				Dib. 13/03/14	Sr.Miguel Villegas				
				Rev. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.				
				Apr. 14/03/14	Ing.Mg.Juan P.	SISTEMA DE BLOQUEO			1:5
				UTA					
				Ing. Mecánica		(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



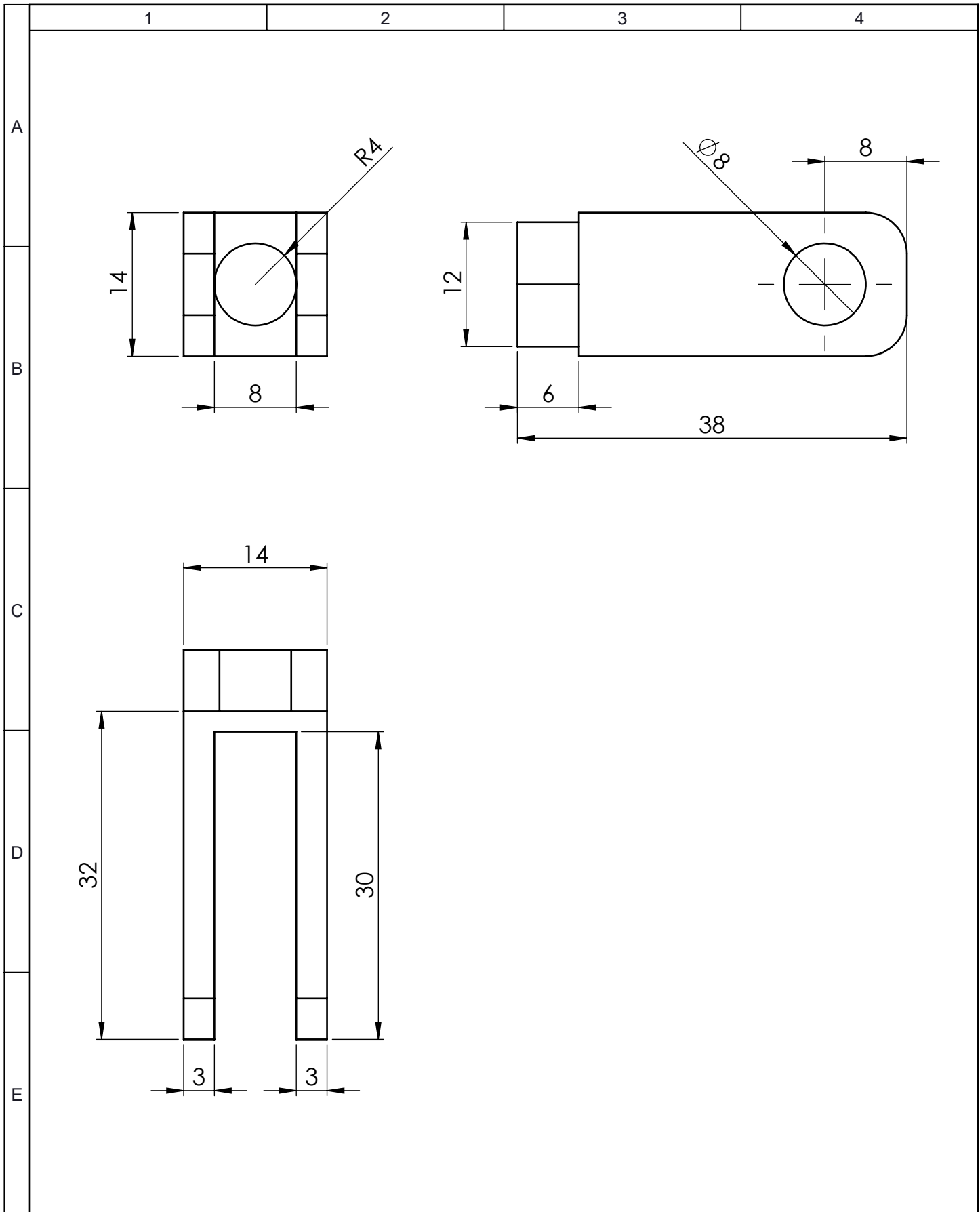
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	2,7 Kg	ACERO AISI 1010	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	11/04/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	1:5
				UTA		Número del dibujo:	
				Ing. Mecánica		30 de 37	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



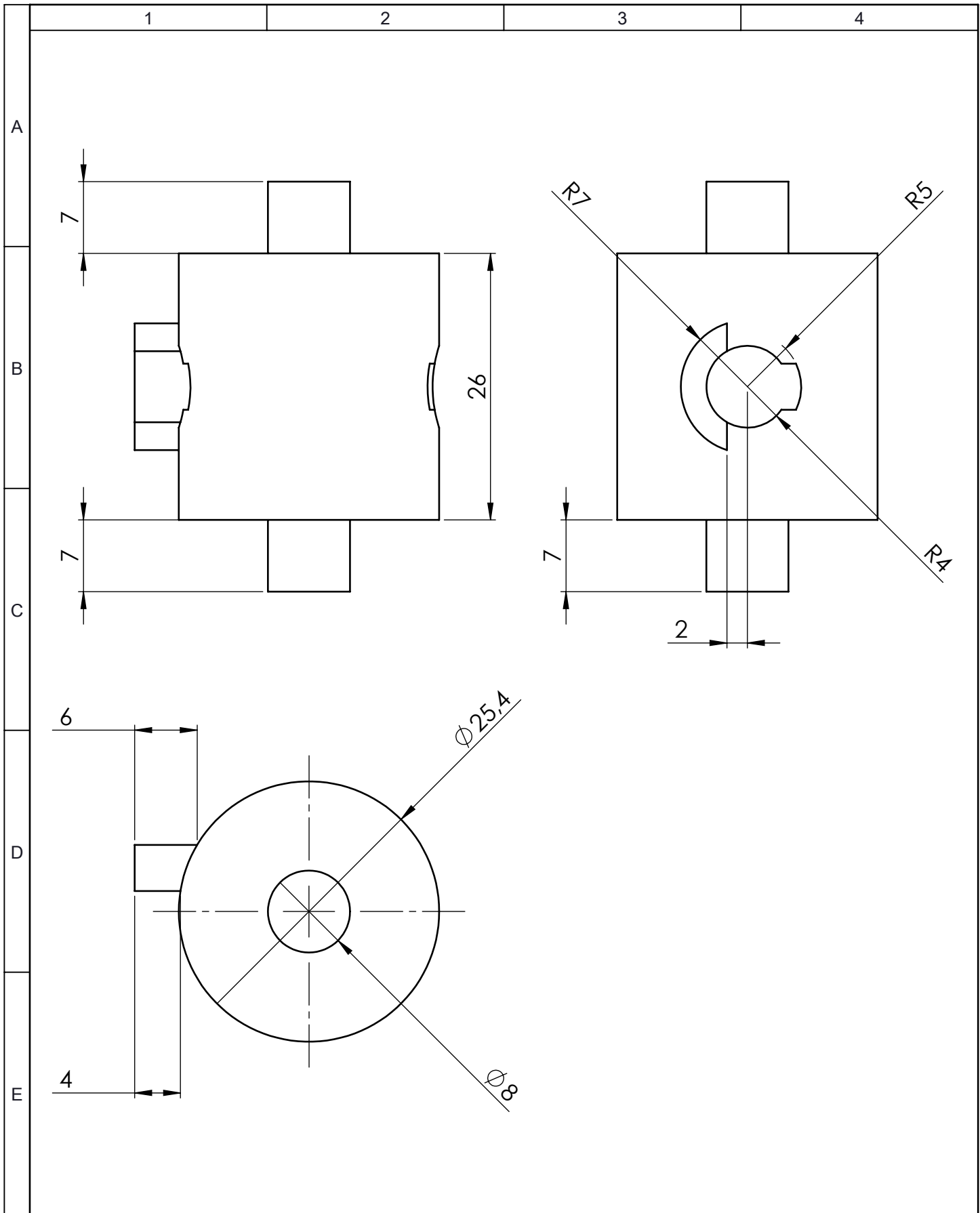
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	2 Kg	Denominación:		Escala:
				Fecha	Nombre	GUÍA DE BARRA DENTADA		1:5
				Dib. 11/04/14	Sr.Miguel Villegas	Número del dibujo:		
				Rev. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	31 de 37		
				Apro. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica				



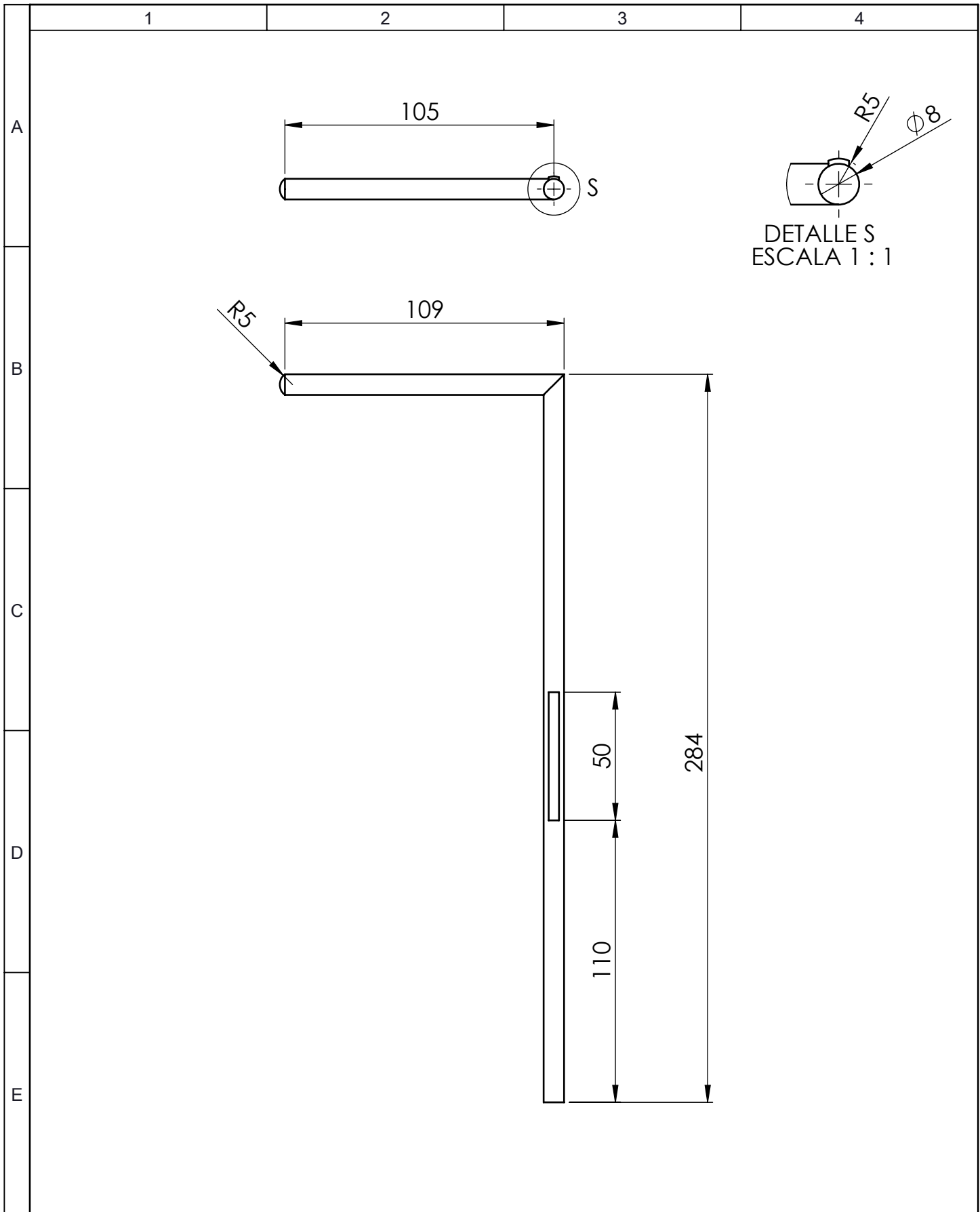
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	0,1 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 11/04/14	Sr.Miguel Villegas	SEGURO DE BARRA DENTADA		1:1
				Rev. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
				Ing. Mecánica		32 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	0,02 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 11/04/14	Sr.Miguel Villegas	ACOPLE DE SEGURO		2:1
				Rev. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		33 de 37		
						(Sustitución)		

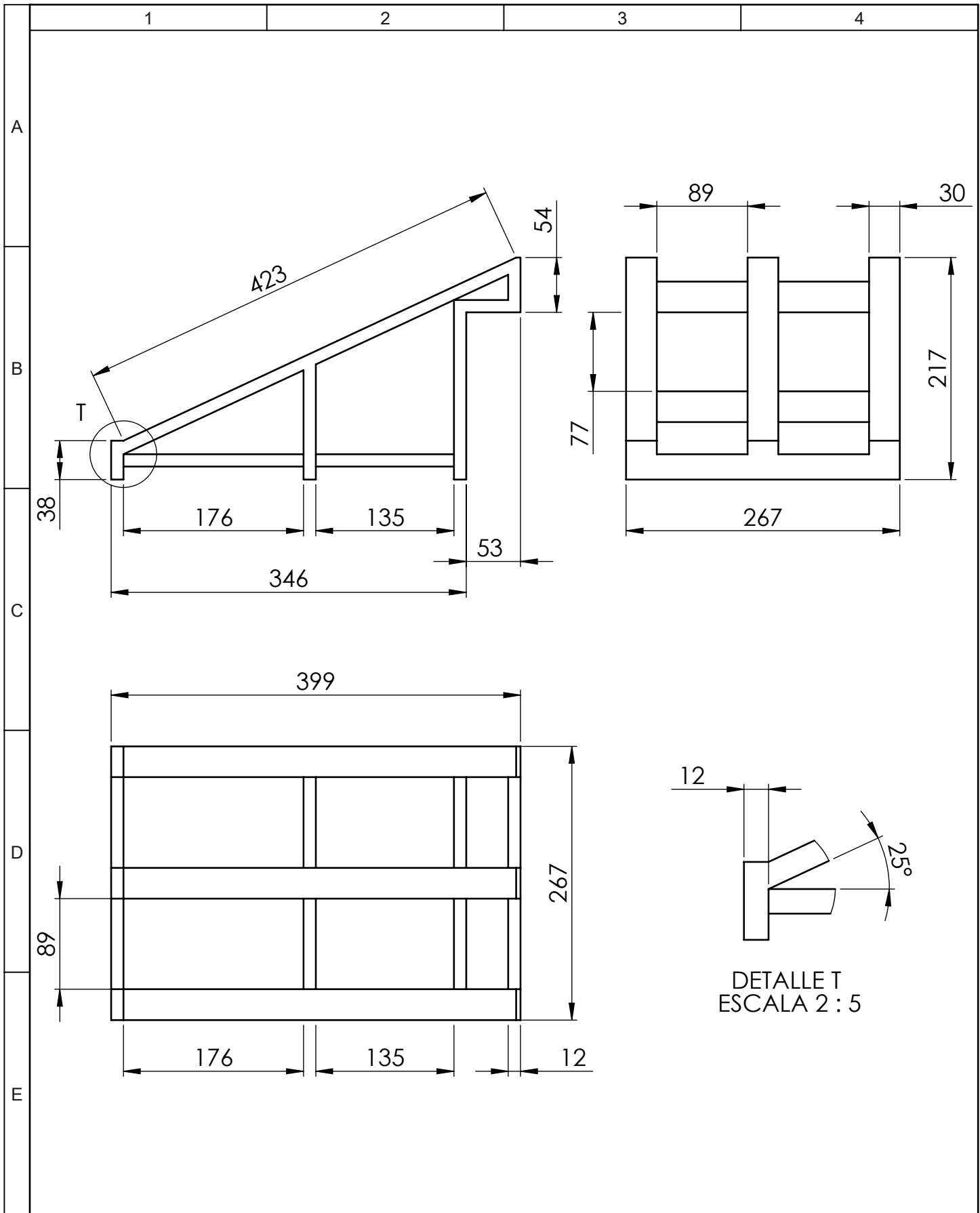


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0,01 Kg	ACERO AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	11/04/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	2:1
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		34 de 37	
						(Sustitución)	



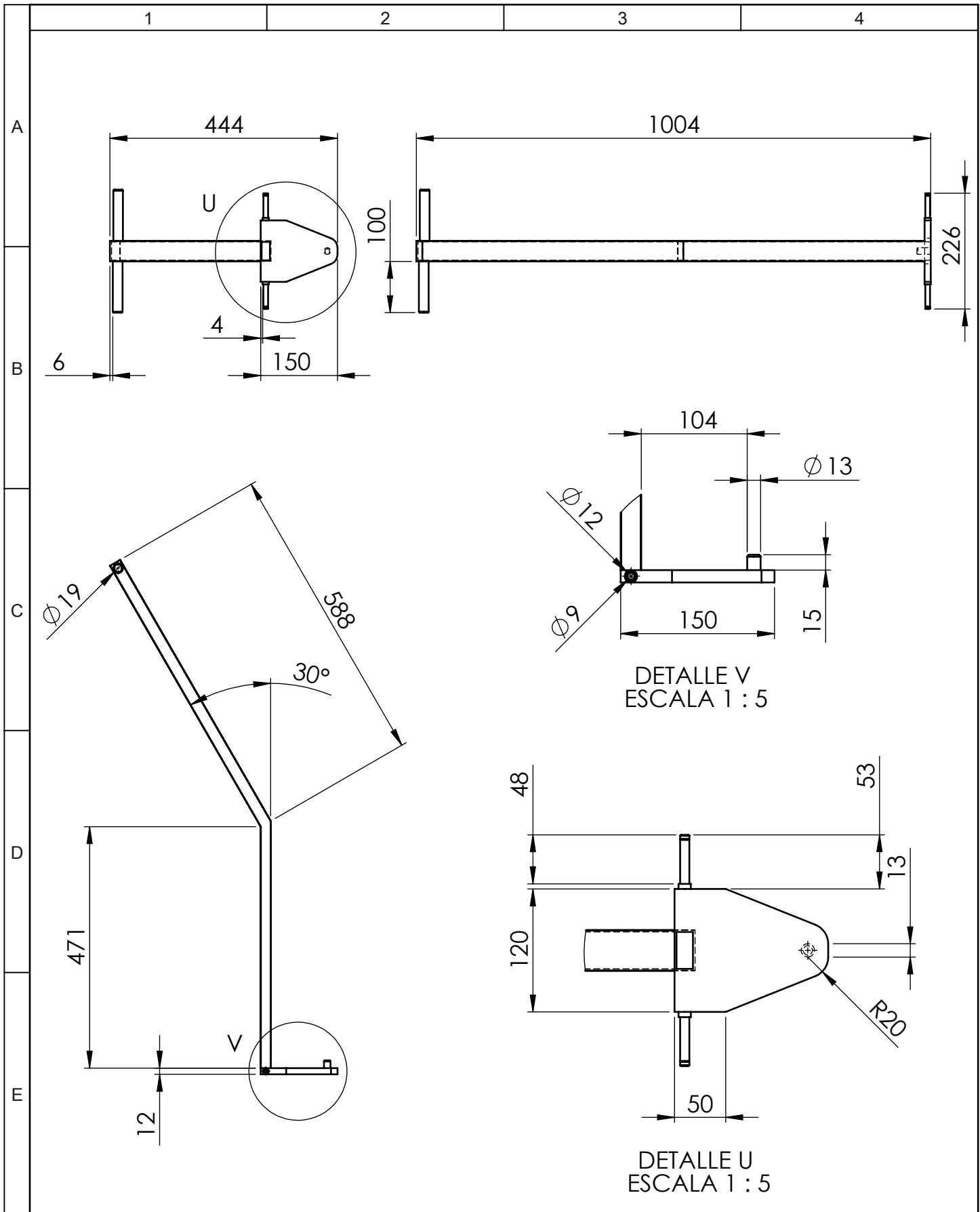
DETALLE S
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,02 Kg	ACERO AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	11/04/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	1:2
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		35 de 37	
						(Sustitución)	



DETALLE T
ESCALA 2 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		ACERO ASTM A36
				±0,1	9,8 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dib. 11/04/14	Sr.Miguel Villegas	ESTRUCTURA INCLINADA		1:5
				Rev. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				Apro. 14/04/14	Ing.Mg.Juan P.			
				UTA		Número del dibujo:		
				Ing. Mecánica		36 de 37		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	3,8 kg	ACERO ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	11/04/14	Sr.Miguel Villegas		
			Rev.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.		
				Apro.	14/04/14	Ing.Mg.Juan P.	1:10
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ing. Mecánica		37 de 37	
						(Sustitución)	