

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TEMA:

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON
CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA
ALVARADO CONSTRUCCIONES”**

AUTOR: Joaquín Felipe Charvet Valladares

TUTOR: Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

AMBATO – ECUADOR

2016

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación sobre el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA ALVARADO CONSTRUCCIONES” presentado por Joaquín Felipe Charvet Valladares, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, considero que dicho informe investigativo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador designado por el consejo.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, agosto, de 2016.

EL TUTOR

Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

AUTORÍA

Declaro que el contenido del trabajo investigativo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA ALVARADO CONSTRUCCIONES”, así como sus ideas, opiniones, resultados, análisis, conclusiones son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del presente proyecto.

Ambato, agosto de 2016.

EL AUTOR

Joaquín Felipe Charvet Valladares

C. I.: 180520573-7

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que este proyecto técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo todos los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este proyecto dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, agosto de 2016.

EL AUTOR

Joaquín Felipe Charvet Valladares

C. I.: 180520573-7

DEDICATORIA

A Dios por haberme permitido culminar la carrera, dándome la fuerza necesaria para sobreponerme a las dificultades a lo largo de ella.

A mis padres y familia, por que supieron guiarme adecuadamente, brindándome su apoyo y sabiduría a lo largo de estos cinco años, además incentivándome para alcanzar las metas propuestas.

A todos mis maestros y gente involucrada en el proceso de aprendizaje, que hicieron posible la ejecución de este proyecto.

A mis amigos y compañeros con quienes compartí la vida universitaria.

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Jorge Guamanquispe tutor de tesis, por su ayuda, colaboración y orientación en el presente trabajo investigativo.

A mis padres, hermanos, familia en general. A todos mis maestros desde la época primaria hasta estos instantes, a las personas que aportaron en mi formación y crecimiento intelectual y personal, ya que ellos fueron sentando bases y sirvieron de ejemplo para superarme.

ÍNDICE GENERAL

Certificación.....	ii
Autoría.....	iii
Derechos de autor.....	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice General	vii
Índice de figuras.....	xvii
Índice de tablas.....	xxvi
Resumen.....	xxxii
Summary	xxxii
Introducción	xxxiii
CAPÍTULO I.....	1
1. El Problema.....	1
1.1 Tema.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos	3

1.3.1 General	3
1.3.2 Específicos	3
CAPÍTULO II	4
2. Fundamentación	4
2.1. Investigaciones Previas	4
2.2. Fundamentación Legal	6
2.3. Fundamentación Teórica	7
2.3.1 Elevadores de carga.....	7
2.3.1.1 Elevadores Eléctricos	7
2.3.1.2 Elevadores Hidráulicos	7
2.3.2 Grúas de carga.....	8
2.3.2.1 Según su concepción.....	8
2.3.2.1.1 Grúa Puente.....	9
2.3.2.1.2 Grúa Pórtico	9
2.3.2.1.3 Grúa Semi - pórtico.....	10
2.3.2.1.4 Grúa orientable sobre pórtico.....	10
2.3.2.1.5 Grúa orientable sobre semi pórtico	11

2.3.2.1.6 Grúa Móvil.....	11
2.3.2.1.7 Grúa Torre.....	12
2.3.2.1.8 Grúa derrick	12
2.3.2.2 Según su dispositivo de mando	13
2.3.2.2.1 Aparatos de elevación a mano.....	13
2.3.2.2.2 Aparatos de elevación eléctricos.....	13
2.3.2.2.3 Aparatos de elevación hidráulicos	13
2.3.2 Materiales de construcción.....	13
2.3.2.1 Cemento Hidráulico y sus componentes	14
2.3.2.2 Áridos.....	15
2.3.2.3 Agua	15
2.3.2.4 Aditivos.....	16
2.3.2.5 Ladrillo.....	16
2.3.2.6 Bloque	17
2.3.2.7 Varillas de Hierro.....	18
2.3.3 Estadísticas de la construcción año 2014.....	19
2.3.3.1 Tipo de obra	19

2.3.3.2 Materiales a ser utilizados en la edificación	19
2.3.3.3 Número de permisos de construcción por m ² Tungurahua	20
2.3.3.4 Número de permisos de acuerdo al número de pisos Tungurahua.....	21
CAPÍTULO III.....	23
3. Diseño del proyecto.....	23
3.1 Especificaciones	23
3.2 Selección de alternativas	24
3.3 Selección de la fuente de energía	30
3.3.1 Motor eléctrico	30
3.3.2 Motor de combustión interna	32
3.3.3 Motor hidráulico.....	32
3.4 Cálculos.....	36
3.4.1 Capacidad de carga del elevador.....	36
3.4.2 Volumen elevado	38
3.4.3 Caudal de hormigón	39
3.4.4 Determinación velocidad del elevador.....	40
3.4.5 Potencia del motor.....	41

3.4.6 Diseño de la estructura del elevador	44
3.4.6.1 Diseño de la viga.....	48
3.4.6.1.1 Deflexión de la viga	57
3.4.6.1.2 Cálculo del momento nominal de la viga.....	58
3.4.6.1.3 Comprobación de la sección de la viga.....	61
3.4.6.2 Análisis mediante pórtico.....	62
3.4.6.3 Viga Columna	68
3.4.6.4 Verificación de refuerzos	73
3.4.6.5 Base del pórtico.....	77
3.4.6.6 Parte superior del pórtico	79
3.4.6.7 Refuerzos del pórtico	80
3.4.6.8 Uniones Soldadas de la estructura.....	83
3.4.6.9 Uniones empernadas	89
3.4.7 Análisis cinemático	91
3.4.8 Diseño del mecanismo de elevación	93
3.4.8.1 Selección de Bandas.....	93
3.4.8.2 Diseño eje polea	101

3.4.8.3 Diseño Rodillos.....	108
3.4.8.4 Diseño tambor	110
3.4.8.5 Diseño de chavetas.....	116
3.4.8.5.1 Chaveta del motor	116
3.4.8.5.2 Chaveta del eje de rodillos	118
3.4.8.5.3 Chaveta rodillos	120
3.4.8.6 Diseño de ruedas	121
3.4.8.7 Diseño del eje de las ruedas	124
3.4.8.8 Anillos de retención	125
3.4.8.9 Selección del cable.....	125
3.4.8.10 Selección del gancho.....	130
3.4.8.11 Selección de sujeta cables	131
3.4.8.12 Diseño de bocines	132
3.4.8.12 Prisioneros.....	133
3.4.8.13 Diseño del resorte.....	134
3.4.8.14 Diseño palanca	138
3.4.8.15 Diseño de las zapatas	141

3.4.8.16 Selección de Chumaceras.....	143
3.4.8.17 Selección de rodamientos.....	151
3.4.8.17.1 Rodamientos tambor	151
3.4.8.17.2 Rodamientos ruedas	156
3.4.8.18 Eje excéntrico.....	161
3.4.8.19 Soldaduras Mecanismo de elevación	165
3.4.8.20. Uniones empernadas mecanismo de elevación.....	170
3.4.8.21 Estructura del mecanismo de elevación	172
3.4.8.21.1 Análisis de la base del motor	172
3.4.8.21.2 Carro transportador	174
3.4.8.21.3 Placas Laterales.....	176
3.4.8.22 Análisis de vibraciones	178
3.4 Proceso de construcción.....	181
3.4.1 Construcción del elevador.....	181
3.4.2 Requerimientos de la construcción	181
3.4.2.1 Máquinas y Equipos	181
3.4.2.2 Herramientas	181

3.4.2.3 Instrumentos de medición y calibración	182
3.4.2.4 Materia prima	182
3.4.2.5 Elementos condicionantes	183
3.4.3 Fabricación y montaje del elevador	184
3.4.3.1 Estructura Principal.....	184
3.4.3.2 Mecanismo de Elevación	185
3.4.3.3 Operaciones de Mecanizado	186
3.4.3.3.1 Eje de rodillos	186
3.4.3.3.2 Eje del carro transportador	187
3.4.3.3.3 Eje excéntrico.....	187
3.4.3.3.4 Ruedas	188
3.4.3.3.5 Bocines	188
3.4.3.3.6 Rodillos	188
3.4.3.4 Carro transportador	189
3.4.3.5 Placas Laterales	190
3.4.3.6 Tambor	190
3.4.3.6 Mecanismo de frenado	191

3.4.3.7 Palanca	191
3.4.3.8 Resorte	191
3.4.4 Montaje final	192
3.5 Precauciones de Seguridad.....	193
3.6 Mantenimiento	193
3.7 Presupuesto	194
3.7.1 Costos directos	194
3.7.1.1 Costo Materia Prima	195
3.7.1.2 Costo de elementos normalizados adicionales.....	196
3.7.1.3 Costo de mano de obra.....	196
3.7.1.4 Costo directo total	198
3.7.2 Costos indirectos	198
3.7.2.1 Costo de materiales	198
3.7.2.2 Costos imprevistos	199
3.7.2.3 Costo indirecto total	199
3.7.3 Costo Total de la máquina	199
CAPÍTULO IV.....	200

4.1 Conclusiones	200
4.2 Recomendaciones.....	201
Bibliografía	202

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 (Elevador Actual)	1
Figura 1-2 (Anclaje del elevador)	2
Figura 2-1 (Grúa Puente)	9
Figura 2-2 (Grúa Pórtico).....	9
Figura 2-3 (Grúa Semi - pórtico)	10
Figura 2-4 (Grúa orientable sobre pórtico)	10
Figura 2-5 (Grúa orientable sobre semi pórtico).....	11
Figura 2-6 (Grúa Móvil).....	11
Figura 2-7 (Grúa Torre)	12
Figura 2-8 (Grúa derrick).....	12
Figura 2-9 (Distribución porcentual de la superficie a construirse en las provincias de la sierra, según obra residencial).....	20
Figura 2-10 (Número de Permisos de construcción por m ² Tungurahua)	21
Figura 2-11 (Número de Permisos de Construcción de acuerdo al número de pisos Tungurahua)	22
Figura 3-1(Mezcladora)	38
Figura 3-2(Elevador).....	40

Figura 3-3 (Eje de la toma de fuerza).....	43
Figura 3-4(Altura hombro).....	44
Figura 3-5 (Altura agarre elevador)	46
Figura 3-6 (Ancho hombros).....	46
Figura 3-7 (Ancho mínimo elevador)	48
Figura 3-8 (Diagrama Viga).....	48
Figura 3-9 (UPN)	49
Figura 3-10 (Diagrama de fuerza cortante viga)	54
Figura 3-11 (Diagrama de Momento flector viga).....	55
Figura 3-12 (Reacciones en los apoyos)	56
Figura 3-13 (Momento Flector)	56
Figura 3-14 (Diagrama de carga puntual en voladizo).....	57
Figura 3-15 (Diagrama de carga distribuida en voladizo)	57
Figura 3-16 (Vigas UPN).....	59
Figura 3-17 (Zonas de acuerdo a la longitud de la viga).....	60
Figura 3-18 (Sección de la viga)	61
Figura 3-19 (Cargas transmitidas al pórtico)	62

Figura 3-20 (Sección del pórtico)	63
Figura 3-21 (Datos principales)	63
Figura 3-22 (Carga puntual sobre el pórtico caso 1).....	64
Figura 3-23 (Carga puntual sobre el pórtico caso 2).....	66
Figura 3-24 (Reacciones y momentos totales sobre el pórtico)	67
Figura 3-25 (Diagrama de la viga columna)	68
Figura 3-26 (Ubicación de refuerzos)	73
Figura 3-27 (Medidas ángulo refuerzo)	73
Figura 3-28 (Longitudes entre refuerzos)	73
Figura 3-29 (Dimensiones para placas).....	75
Figura 3-30 (Placa central).....	75
Figura 3-31 (Placa lateral).....	76
Figura 3-32 (Sección de la base del pórtico).....	77
Figura 3-33 (Reacciones sobre la base del pórtico)	77
Figura 3-34 (Esquema de la parte superior del pórtico).....	79
Figura 3-35 (Momento sobre la parte superior del pórtico).....	80
Figura 3-36 (Esquema de los refuerzo de la estructura)	81

Figura 3-37 (Sección del refuerzo del pórtico)	81
Figura 3-38 (Fuerzas sobre el refuerzo del pórtico).....	82
Figura 3-39 (Esquema de la soldadura)	83
Figura 3-40 (Tamaños mínimos de soldadura de filete)	83
Figura 3-41 (Partes soldadura filete).....	84
Figura 3-42 (Esquema de la soldadura superior del pórtico)	85
Figura 3-43 (Soldadura de la base del pórtico)	87
Figura 3-44 (Soldadura del nervio)	88
Figura 3-45 (Pernos en los refuerzos)	89
Figura 3-46 (Pernos en los refuerzos del pórtico).....	90
Figura 3-47 (Potencia nominal del motor)	91
Figura 3-48 (Esquema relación de transmisión)	92
Figura 3-49 (Esquema polea conducida).....	101
Figura 3-50 (Esquema rodillo-tambor)	102
Figura 3-51 (Esquema eje rodillos).....	103
Figura 3-52 (Reacciones en los apoyos eje rodillos)	103
Figura 3-53 (Fuerza cortante eje rodillos).....	104

Figura 3-54 (Momento flector eje rodillos)	104
Figura 3-55 (Factor de temperatura)	106
Figura 3-56 (Esquema rodillos)	109
Figura 3-57 (Esquema tambor)	111
Figura 3-58 (Esquema viga curva).....	111
Figura 3-59 (Fuerza cortante tambor)	112
Figura 3-60 (Momento flector tambor)	112
Figura 3-61 (Esquema vigas curvas en flexión).....	113
Figura 3-62 (Sección tambor)	113
Figura 3-63 (Esquema chaveta motor).....	116
Figura 3-64 (Esquema chaveta eje rodillos).....	118
Figura 3-65 (Esquema chaveta rodillos)	120
Figura 3-66 (Esquema ruedas)	121
Figura 3-67 (Resistencia a la fatiga por contacto)	123
Figura 3-68 (Esquema eje ruedas).....	124
Figura 3-69 (Carga sobre el eje de las ruedas).....	124
Figura 3-70 (Esquema cable)	126

Figura 3-71 (Diagrama de cuerpo libre cable)	127
Figura 3-72 (Esquema del bocín).....	132
Figura 3-73 (Vista en corte del bocín)	133
Figura 3-74 (Esquema prisioneros).....	133
Figura 3-75 (Tipos de resorte de extensión)	134
Figura 3-76 (Esquema del resorte).....	134
Figura 3-77 (Esquema giro tambor).....	135
Figura 3-78 (Esquema para la determinación de la fuerza sobre el resorte).....	136
Figura 3-79 (Esquema resorte con carga axial).....	137
Figura 3-80 (Fuerzas sobre la palanca)	138
Figura 3-81 (Esquema palanca)	139
Figura 3-82 (Esquema palanca como viga en voladizo)	139
Figura 3-83 (Fuerza cortante palanca)	140
Figura 3-84 (Momento flector palanca)	140
Figura 3-85 (Freno con zapata que pivotea simétricamente).....	141
Figura 3-86 (Esquema chumacera)	143
Figura 3-87 (Viscosidad relativa).....	148

Figura 3-88 (Viscosidad de servicio rodamientos)	148
Figura 3-89 (Valores de K1 para rodamientos).....	149
Figura 3-90 (Valores de K2 para rodamientos).....	150
Figura 3-91 (Factor a23 para rodamientos).....	150
Figura 3-92 (Esquema rodamientos tambor)	151
Figura 3-93 (Esquema rodamientos ruedas)	156
Figura 3-94 (Esquema del eje excéntrico)	161
Figura 3-95 (Fuerzas sobre el eje excéntrico)	161
Figura 3-96 (Fuerza cortante eje excéntrico)	162
Figura 3-97 (Momento flector eje excéntrico).....	162
Figura 3-98 (Esquema soldadura tambor).....	165
Figura 3-99 (Esquema soldadura del carro transportador).....	167
Figura 3-100 (Cargas sobre el carro transportador)	167
Figura 3-101 (Esquema soldadura base motor)	169
Figura 3-102 (Carga sobre la base motor).....	169
Figura 3-103 (Reacciones sobre las placas de la base del motor).....	170
Figura 3-104 (Esquema pernos base motor)	171

Figura 3-105 (Esquema ángulos de regulación de las zapatas).....	172
Figura 3-106 (Fuerzas sobre la base del motor).....	173
Figura 3-107 (Esfuerzo de Von Misses base motor).....	173
Figura 3-108 (Deflexión máxima base motor).....	174
Figura 3-109 (Fuerzas sobre el carro transportador).....	175
Figura 3-110 (Esfuerzo de Von Misses carro transportador).....	175
Figura 3-111 (Deflexión máxima carro transportador).....	176
Figura 3-112 (Fuerzas sobre las placas laterales)	176
Figura 3-113 (Esfuerzo de Von Misses placas laterales).....	177
Figura 3-114 (Deflexión máxima placas laterales)	177
Figura 3-115 (Modelo simplificado).....	178
Figura 3-116 (Aplicación de condiciones de borde).....	179
Figura 3-117 (Mallado del modelo).....	179
Figura 3-118 (Resultados obtenidos).....	180
Figura 3-119 (Viga Carrilera)	184
Figura 3-120 (Parante)	185
Figura 3-121 (Soporte parante).....	185

Figura 3-122 (Nervio parante)	185
Figura 3-123 (Base Motor)	186
Figura 3-124 (Eje rodillos).....	186
Figura 3-125 (Eje carro transportador)	187
Figura 3-126 (Eje excéntrico)	187
Figura 3-127 (Ruedas).....	188
Figura 3-128 (Bocines)	188
Figura 3-129 (Rodillos).....	189
Figura 3-130 (Carro transportador).....	189
Figura 3-131(Placas laterales).....	190
Figura 3-132 (Tambor).....	190
Figura 3-133 (Mecanismo de frenado).....	191
Figura 3-134 (Palanca).....	191
Figura 3-135 (Resorte)	192
Figura 3-136 (Montaje final).....	192

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 (Dimensiones Ladrillo)	17
Tabla 2-2 (Tipo de Bloque).....	17
Tabla 2-3 (Dimensiones Bloque)	18
Tabla 2-4 (Dimensiones Varillas)	18
Tabla 2-5 (Número de permisos de construcción por m ² a construirse y superficie total en m2 según provincias y propósito de la construcción)	20
Tabla 2-6 (Número de permisos de construcciones residenciales por número de pisos)	22
Tabla 3-1 (Lista referencia de especificación)	23
Tabla 3-2 (Parámetros de diseño)	24
Tabla 3-3 (Criterios Ponderados)	27
Tabla 3-4 (Criterio Costo).....	28
Tabla 3-5 (Fácil construcción y montaje)	28
Tabla 3-6 (Funcionalidad).....	28
Tabla 3-7 (Tamaño).....	28
Tabla 3-8 (Ergonomía).....	29
Tabla 3-9 (Fiabilidad)	29

Tabla 3-10 (Fuente de energía)	29
Tabla 3-11 (Innovación tecnológica)	30
Tabla 3-12 (Ponderación final)	30
Tabla 3-13 (Ponderación Criterios).....	34
Tabla 3-14 (Mantenimiento Tipo de motor)	34
Tabla 3-15 (Costo tipo de motor).....	34
Tabla 3-16 (Instalación Tipo de motor)	35
Tabla 3-17 (Consumo energético tipo de motor)	35
Tabla 3-18 (Ponderación final)	35
Tabla 3-19 (Tiempo por metro cuadrado de construcción).....	39
Tabla 3-20(Velocidades recomendadas)	41
Tabla 3-21 (Especificaciones técnicas motor)	43
Tabla 3-22 (Altura hombro)	45
Tabla 3-23 (Ancho hombros)	47
Tabla 3-24 (Datos UPN)	49
Tabla 3-25 (Ecuaciones tramo I).....	50
Tabla 3-26 (Ecuaciones tramo II)	51

Tabla 3-27 (Ecuaciones tramo III)	52
Tabla 3-28 (Ecuaciones tramo IV)	53
Tabla 3-29 (Valores obtenidos).....	54
Tabla 3-30 (Reacciones en los apoyos).....	56
Tabla 3-31 (Momento flector).....	56
Tabla 3-32 (Esfuerzo para miembros a compresión)	70
Tabla 3-33 (Momento flector para viga-columna).....	72
Tabla 3-34 (Datos de entrada para la selección de banda).....	93
Tabla 3-35 (Tipo de correa)	94
Tabla 3-36 (Factor de servicio)	96
Tabla 3-37 (Factor de corrección de ángulo)	97
Tabla 3-38 (Factor de corrección de longitud de la banda)	97
Tabla 3-39 (Capacidad de transmisión)	98
Tabla 3-40 (Parámetros k_c y k_b).....	99
Tabla 3-41 (Parámetros en el factor de condición superficial de Marin).....	106
Tabla 3-42 (Factor de temperatura k_d).....	107
Tabla 3-43 (Factor de confiabilidad)	107

Tabla 3-44 (Clasificación en grupos de los cables para máquinas de elevación)	127
Tabla 3-45 (Factores de seguridad y coeficientes k y c)	128
Tabla 3-46 (Presiones radiales máximas permisibles para cables sobre poleas)	129
Tabla 3-47 (Carga última del cable).....	130
Tabla 3-48 (Datos para ganchos)	131
Tabla 3-49 (Datos de sujeta cables)	131
Tabla 3-50 (Factor de esfuerzos dinámicos)	145
Tabla 3-51 (Rodamientos FAG tipo S)	147
Tabla 3-52 (Factor de esfuerzo dinámicos para rodamientos del tambor).....	153
Tabla 3-53 (Datos rodamiento 6207)	153
Tabla 3-54 (Factor de esfuerzo dinámicos para rodamientos de las ruedas)	157
Tabla 3-55 (Datos rodamiento 6204)	158
Tabla 3-56 (Frecuencias resonantes).....	180
Tabla 3-57 (Cuadro mantenimiento motor)	193
Tabla 3-58 (Partes sometidas a recambio)	194
Tabla 3-59 (Costo materia prima)	195
Tabla 3-60 (Costo elementos normalizados).....	196

Tabla 3-61 (Costo hora)	197
Tabla 3-62 (Costo mano de obra).....	197
Tabla 3-63 (Costo directo total)	198
Tabla 3-64 (Costo materiales indirectos)	198
Tabla 3-65 (Costos imprevistos)	199
Tabla 3-66 (Costo indirecto total)	199
Tabla 3-67 (Costo total)	199

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON
CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA
ALVARADO CONSTRUCCIONES**

Autor: Joaquín Charvet

Tutor: Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

RESUMEN

El presente proyecto tiene por objetivo diseñar y construir una máquina capaz de trasladar verticalmente, de forma rápida y segura los materiales empleados en la empresa Alvarado Construcciones.

Para el alcance de este proyecto se realizó un estudio de los elevadores y grúas que pueden servir de base para cumplir el objetivo. Considerando que el elevador debe ser desmontable y de costo factible. Se realizó un análisis de alternativas para determinar la mejor opción de diseño, estableciendo los parámetros técnicos necesarios que cumplan con los requerimientos de la empresa, a partir de esto se procedió al diseño de todos los elementos que constituyen el elevador.

Se estableció ciertos parámetros de seguridad para operar la máquina así como también medidas preventivas en el mantenimiento de la misma. Finalmente se detalla el proceso de construcción empleado en el elevador.

Palabras Clave: Elevador, desmontable, proceso de construcción.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO

FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING

MECHANICAL ENGINEERING CAREER

**DESIGN AND CONSTRUCTION OF A REMOVABLE LIFT WITH A
CAPACITY OF 300 KG LIFTING AND 12 M IN THE COMPANY
ALVARADO CONSTRUCCIONES**

Author: Joaquín Charvet

Advisor: Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

SUMMARY

The purpose of this project is to design and build a machine capable of moving vertically, quickly and safely materials used in the company “Alvarado Construcciones”.

In order to achieve the objectives of this project a study of elevators and cranes that can serve as a base to meet the target was performed. Accepting the fact that the elevator should be removable and convenient cost. An analysis of alternatives was made to determine the best design option, setting up the necessary technical parameters for achieve the requirements of the company, and with this analysis we proceeded to design all the elements of the elevator.

Certain safety parameters were established to operate the machine as well as preventive measures for future maintenance. Finally, the building process used in the elevator is detailed.

Keywords: Elevator, removable, building process.

INTRODUCCIÓN

El proyecto pretende ser la conclusión de la etapa de formación del estudiante, mediante la aplicación de todos los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, por medio del desarrollo de un producto útil que satisfaga una necesidad de la sociedad a través de la aplicación de los conocimientos aprendidos.

La idea es desarrollar un elevador capaz de transportar verticalmente la carga para la empresa Alvarado Construcciones, la cual ha visto la necesidad de implementar uno de ellos debido al tiempo empleado y la mano de obra en la carga y descarga de los materiales de forma manual, así como los riesgos laborales que implica dicha actividad.

Para la realización del proyecto se analizaron varias alternativas y fuentes de energía, seleccionando la más adecuada de acuerdo a los requerimientos de la empresa Alvarado Construcciones. La metodología empleada en los cálculos y el proceso de construcción se detalla en el tercer capítulo.

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA

1.1 TEMA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA ALVARADO CONSTRUCCIONES.

1.2 JUSTIFICACIÓN

La empresa Alvarado Construcciones tiene la necesidad de implementar un elevador debido al costo que se destina al alquiler del mismo (como se puede apreciar en la figura) a largo plazo en construcciones residenciales que están entre los 70 y 130 m² de construcción (41.59 m² área mínima para una familia de 4 personas [1]), además el tiempo empleado en operaciones manuales referentes a carga y descarga de diversos materiales se vería disminuido así como también la mano de obra.



Figura 1-1 (Elevador Actual)

Fuente: [Autor]

El peso y tamaño de los materiales a transportarse es significativo por lo que la tarea manual traería complicaciones en la persona que realiza el trabajo, pudiendo presentar trastornos acumulativos debido al progresivo deterioro del sistema musculoesquelético por la realización continua de actividades de levantamiento y manipulación de cargas, por ejemplo dolores dorsolumbares; traumatismos agudos como cortes o fracturas debidos a accidentes. [2]

Como se observa en la figura a continuación, lo que se pretende es diseñar una estructura que permita flexibilidad en cuanto a apariencia y funcionalidad proporcionando una rápida operación en la carga y descarga, además que ofrezca resistencia a la carga solicitada, sea de fácil remoción y armado, brinde seguridad en el anclaje y operación según el Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas [3].

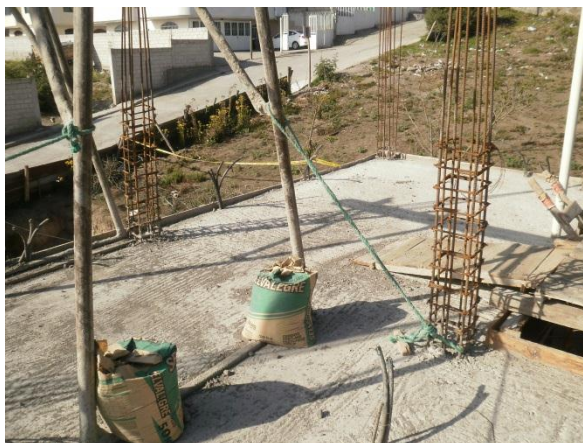


Figura 1-2 (Anclaje del elevador)

Fuente: [Autor]

Con el presente trabajo la empresa se vería beneficiada en cuanto a la disminución de costos y tiempos de operación, además de prevenir los riesgos causados por la manipulación manual de cargas.

Los conocimientos y capacidades aprendidas y desarrolladas permitirán el diseño del elevador además la empresa está dispuesta a cubrir en su totalidad el costo

destinado a la construcción del mismo, por lo que la realización del mismo es viable.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

- Diseñar y construir un elevador desmontable con una capacidad de 300 Kg y 12 m de elevación, en la empresa Alvarado Construcciones.

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Determinar la mejor alternativa de diseño para el elevador y su aplicación.
- Disminuir el costo total de la máquina mediante el diseño de cada uno de sus componentes.
- Describir la metodología aplicada en el proceso de construcción la máquina.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS

Dentro de la investigación realizada se puede citar el siguiente proyecto:

J. PUJOTA, B. ROSALES, *“Diseño y Construcción de un elevador de carga con capacidad de 200 kg y 20 m de elevación para el laboratorio de energías alternativas y eficiencia energética”* Quito, 2013.

Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, Carrera de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional.

Disponible en Repositorio digital EPN:

<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/7076>.

En este trabajo se realiza el diseño y construcción de un elevador, se realiza un análisis de alternativas de acuerdo a ciertos parámetros específicos y se selecciona la mejor.

D. HERRERA, E, MOLINA. *“Diseño y construcción de una máquina elevadora de carga para transportar material cerámico de forma automatizada hacia dos molinos de bolas, respaldada en un software C.A.E. para el análisis correspondiente, en la empresa “Novel”*

Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en Electromecánica, Carrera de Ingeniería en Electromecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas. Latacunga 2013.

Este proyecto consta del diseño y construcción de una máquina elevadora de carga para el transporte de material cerámico de forma automatizada hacia dos molinos, la estructura tiene similitud al de un puente grúa que posee unos tubos estructurales y de una viga IPN donde están colocados el tecele eléctrico y el trolley.

Disponible en repositorio digital ESPE:

<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/7173>

F. NAVARRO, E. MARTINEZ *“Diseño, Construcción e Instalación de un Elevador de carga en un Centro Comercial de la ciudad de Guayaquil”* Guayaquil 2001.

Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, Carrera de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral.

Disponible en Repositorio digital ESPOL:

<http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/4326>

La tesis propone la construcción local de elevadores de carga, aplicada a las actividades comerciales de la ciudad. La teoría se enfoca a los sistemas de elevadores en el capítulo 1, estableciéndose ventajas y desventajas, así mismo se describen los componentes fundamentales del elevador y la infraestructura civil básica para su instalación. Finalmente se diseña, se detalla el plan de construcción, selección de equipos y materiales, etc.

L. JARAMILLO, J. PANTOJA, *“Diseño y Construcción de un elevador electrohidráulico tipo pluma, para una carga de una tonelada, comandado por una unidad de electroválvulas”* Quito 2012.

Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz, Universidad Internacional del Ecuador.

<http://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/721>

En la actualidad en el país la situación económica ha imposibilitado la renovación de bienes de capital debido a su alto costo, esto ha hecho que el parque automotriz se vea obligado a realizar reparaciones parciales de componentes mecánicos. Esta tesis tiene como objeto proporcionar los conceptos, los procedimientos, la información y las técnicas de análisis de decisiones que se requieren para el diseño y montaje de una grúa hidráulica para vehículos livianos.

2.2. FUNDAMENTACIÓN LEGAL

Normativa Nacional

RTE INEN 095 “Ascensores, escaleras mecánicas y andenes móviles.”

Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas, Acuerdo Ministerial No. 011, publicado en el Registro Oficial No. 253 del 9 de febrero de 1998

Normativa Internacional

Código ASME A 17.1 “Safety code for elevator and escalators. (Código de seguridad para ascensores y escaleras mecánicas.”

Norma ISO 14798 Lifts (elevators) “Escalators and moving walks. Risk assessment and reduction Methodology. (Elevadores-ascensores, escaleras

mecánicas y andenes móviles-evaluación de riesgos y metodología de reducción).”

2.3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.3.1 ELEVADORES DE CARGA

Es un sistema de transporte vertical diseñado para movilizar personas y/o bienes entre pisos definidos, que puede ser utilizado ya sea para ascender a un edificio o descender a construcciones subterráneas. [4].

2.3.1.1 Elevadores Eléctricos

Normalmente formado por un grupo motor acoplado a un reductor de velocidad, en cuyo eje de salida va montada la polea acanalada que arrastra los cables de adherencia, o bien un tambor en donde se enrolla los cables. Los motores más utilizados para estos son los de corriente alterna con variador de frecuencia, o motores de corriente continua con convertidor continua-alterna. Básicamente compuesto por: un grupo motor, freno, reductor y polea de adherencia, un circuito de elevación formado por la cabina, el contrapeso y el cable de tracción. [4].

2.3.1.2 Elevadores Hidráulicos

Compuestos por una central hidráulica, que impulsa aceite a presión por unas válvulas de maniobra y seguridad, desde un depósito a un cilindro, cuyo pistón sostiene y empuja la cabina al ascender. En el descenso se deja vaciar el pistón mediante una válvula con gran pérdida de carga para que se haga suavemente. Este a diferencia del eléctrico no tiene contrapeso. Principalmente empleados en la elevación de vehículos y para elevar cargas pesadas en la industria de la construcción. [4].

2.3.2 GRÚAS DE CARGA

Según la UNE 58-104-57 [5] son aparatos para izar, levantar y bajar cargas verticalmente y para moverlas horizontalmente mientras se mantienen suspendidas.

Clasificación:

- Según su concepción.
- Según dispositivo de mando.

2.3.2.1 Según su concepción

- Tipo Puente: Aquel en el que su dispositivo de aprehensión está suspendido de un carro, aparejo o una grúa pluma capaz de desplazarse a lo largo de un puente.
 - Grúa Puente.
 - Grúa Pórtico.
 - Grúa Semi - pórtico.
- Grúa Tipo Pluma: Aquella cuyo dispositivo de aprehensión está suspendido de la pluma o de un carro que se desplaza a lo largo de la misma.
 - Grúa orientable sobre pórtico.
 - Grúa orientable sobre semi - pórtico.
 - Grúa Móvil.
 - Grúa derrick.
 - Grúa con pescante.

2.3.2.1.1 Grúa Puente

Aparato de elevación cuyos elementos portadores están apoyados directamente sobre un camino de rodadura, como se observa en la figura. [5].

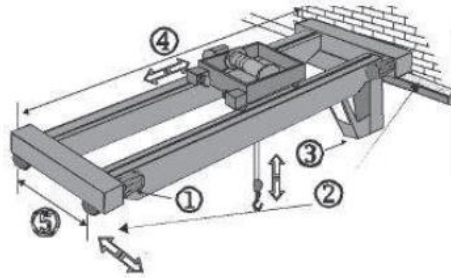


Figura 2-1 (Grúa Puente)

Fuente: [www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion]

2.3.2.1.2 Grúa Pórtico

Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan sobre un camino de rodadura por medio de patas de apoyo. Los raíles de desplazamiento están en un plano horizontal muy inferior al de carro. Como se muestra en la figura. [5].

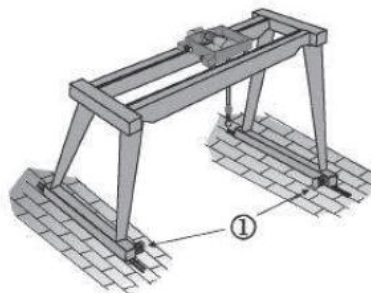


Figura 2-2 (Grúa Pórtico)

Fuente: [www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion]

2.3.2.1.3 Grúa Semi - pórtico

Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan sobre un camino de rodadura, directamente de un lado y por intermedio de patas de apoyo en el otro. [5].

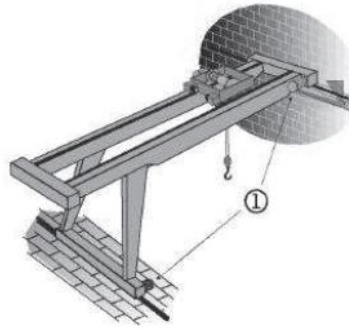


Figura 2-3 (Grúa Semi - pórtico)

Fuente: [www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion]

2.3.2.1.4 Grúa orientable sobre pórtico

Grúa de pluma orientable montada sobre un pórtico que permita el paso de camiones o vagones de ferrocarril. [5].

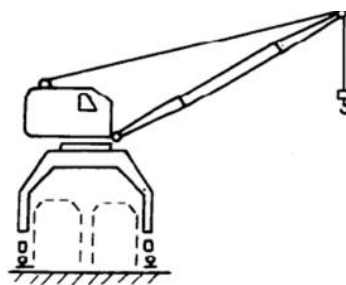


Figura 2-4 (Grúa orientable sobre pórtico)

Fuente: [Grúas Material Complementario, Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, pdf.]

2.3.2.1.5 Grúa orientable sobre semi pórtico

Grúa de pluma orientable montada sobre un semi - pórtico que permita el paso de camiones o vagones de ferrocarril. [5].

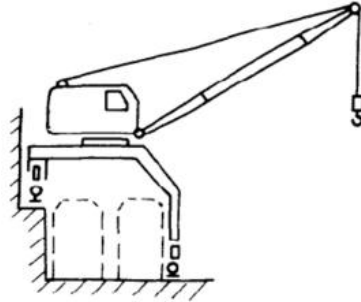


Figura 2-5 (Grúa orientable sobre semi pórtico)

Fuente: [Grúas Material Complementario, Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, pdf.]

2.3.2.1.6 Grúa Móvil

Grúa pluma, orientable o fija, montada sobre un bastidor equipado de un tren de rodadura (de neumáticos, orugas o mixtos) que le permita desplazarse fácilmente, bien por sus propios medios o remolcado por un tractor. Utilizada en accesos difíciles. [5].



Figura 2-6 (Grúa Móvil)

Fuente: [www.ingenieroambiental.com/?pagina=3938]

2.3.2.1.7 Grúa Torre

Grúa de pluma orientable en el que la pluma está montada sobre la parte superior de una torre vertical. Utilizadas en la construcción de estructuras altas. La viga horizontal de la celosía es llamada pluma y el pilar vertical torre, al final de la torre está la corona donde gira la pluma. La pluma tiene unos contrapesos en un extremo para generar el balance y también está cargada en el cimientó para conseguir el momento de empotramiento necesario para funcionar. [5].



Figura 2-7 (Grúa Torre)

Fuente: [es.wikipedia.org/wiki/Gr%C3%BAsa_%28m%C3%A1quina%29]

2.3.2.1.8 Grúa derrick

Grúa de pluma orientable, en la que la pluma se encuentra articulada sobre la parte inferior de un puntal vertical apoyado en sus dos extremos. [5].

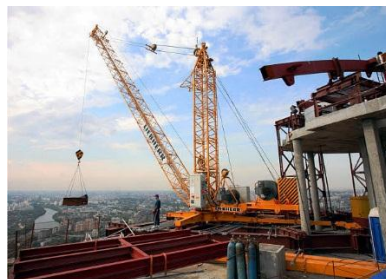


Figura 2-8 (Grúa derrick)

Fuente: [<http://www.directindustry.es/prod/liebherr-cranes/product-16233-58454.html>]

2.3.2.2 Según su dispositivo de mando

2.3.2.2.1 Aparatos de elevación a mano

Aparatos de elevación en el que los dispositivos de mando de sus mecanismos se accionan manualmente.

2.3.2.2.2 Aparatos de elevación eléctricos

Aparatos de elevación en el que los dispositivos de mando de sus mecanismos se accionan eléctricamente.

2.3.2.2.3 Aparatos de elevación hidráulicos

Aparatos de elevación en el que los dispositivos de mando de sus mecanismos se accionan hidráulicamente.

2.3.2 MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

Cualquier producto procesado o fabricado destinado a integrarse con carácter permanente en una obra sea de edificación o de ingeniería civil. [6]

Deberán cumplir los siguientes requisitos:

- Resistencia mecánica de acuerdo al uso que se le va a dar.
- Estabilidad química (resistente a agentes agresivos).
- Estabilidad física (dimensional).
- Seguridad para su manejo y utilización.
- Protección de la higiene y salud de los obreros y usuarios.
- No conspirar contra el medio ambiente.
- Aislamiento térmico y acústico (colaborar en el ahorro de energía).
- Estabilidad y protección en caso de incendio (resistente al fuego).
- Comodidad de uso, estética y economía.

2.3.2.1 Cemento Hidráulico y sus componentes

Cemento Hidráulico

Cemento que fragua y endurece por reacción química con agua y es capaz de hacerlo aún bajo el agua.

Tipos [7]

- Tipo I: Para ser utilizado cuando no se requieren las propiedades especiales especificadas para cualquier otro tipo.
- Tipo IA: Cemento con incorporador de aire para los mismos usos Tipo I, donde se desea incorporación de aire.
- Tipo II: Para uso general, en especial cuando se requiere una moderada resistencia a los sulfatos.
- Tipo IIA: Cemento con incorporador de aire para los mismos usos Tipo II, donde se desea incorporación de aire.
- Tipo II (MH): Para uso general, en especial cuando se desea un moderado calor de hidratación y una moderada resistencia a los sulfatos.
- Tipo II (MH)A: Cemento con incorporador de aire para los mismos usos Tipo II (MH), donde se desea incorporación de aire.
- Tipo III: Para ser utilizado cuando se requiere alta resistencia inicial o temprana.
- Tipo IIIA: Cemento con incorporador de aire para los mismos usos Tipo III, donde se desea incorporación de aire.
- Tipo IV: Para ser utilizado cuando se desea bajo calor de hidratación.
- Tipo V: Para ser utilizado cuando se desea alta resistencia a la acción de sulfatos.

2.3.2.2 Áridos

Constituye el mayor volumen en la mezcla. Sus propiedades físicas y mecánicas juegan un papel importante en las del hormigón. Debe estar constituido de partículas sanas, limpias, resistentes, libres de defectos ocultos, de adherencias como limo, arcilla, grasas o aceites y sobretodo, libre de materia inorgánica.

El material granular debe manejarse en por lo menos dos porciones de tamaños diferentes, llamados áridos gruesos cuyas partículas son, generalmente más grandes que 6 mm de diámetro nominal, y árido fino cuyo tamaño de partículas está entre 6 mm y 75 m. Estos a su vez se pueden separar en dos o tres tamaños diferentes:

- 1/5 de la menor dimensión de la sección transversal del elemento a colar,
- 1/3 del espesor de la losa,
- $\frac{3}{4}$ del espaciamiento libre entre varillas de la armadura, o paquete de varillas, cables de acero o ducto embebidos,
- El recubrimiento del acero.

2.3.2.3 Agua

Desempeña uno de los papeles vitales en el hormigón. Es el componente que se combina químicamente con el cemento para producir la pasta que aglutina las partículas del árido, las mantiene unidas y colabora en gran medida con la resistencia y todas las propiedades mecánicas del hormigón.

El agua empleada en el mezclado de hormigón debe cumplir con las disposiciones de la norma ASTM C 1602.

El agua que se emplea para curar el hormigón debe ser limpia y libre de cantidades perjudiciales de ácidos, álcalis, sales, materiales orgánicos u otras sustancias que puedan ser nocivas al hormigón fresco o duro.

2.3.2.4 Aditivos

Es un producto químico, que no sea cemento Portland, árido o agua, utilizando eventualmente como un ingrediente del mortero u hormigón y que se le añade antes o durante su mezclado para mejorar ciertas propiedades. [8]

- Aditivo acelerante. Aditivo que acelera el tiempo de fraguado o el desarrollo temprano de resistencia del hormigón.
- Aditivo incorporador de aire. Aditivo que causa el desarrollo de un sistema de burbujas de aire microscópicas en el hormigón o mortero durante el mezclado.

2.3.2.5 Ladrillo

Es una pieza de arcilla moldeada y cocida, en forma de paralelepípedo o prisma regular. [9]

- Ladrillo Común: Ladrillo moldeado a mano.
- Ladrillo de máquina: Ladrillo moldeado mecánicamente y en producción continua.
- Ladrillo reprensado: Ladrillo que se prensa entre el moldeo y la cochura.
- Ladrillo macizo: Ladrillo fabricado a mano o a máquina sin perforaciones en su interior, o con perforaciones celulares que pueden llegar hasta el 20 % de su volumen.
- Ladrillo hueco: Fabricado a mano con perforaciones en su interior, que pasan del 20 % de su volumen.

Tabla 2-1 (Dimensiones Ladrillo)

(1) Tipo de ladrillo	(2) Largo L	(3) Ancho a	(4) Alto h
Común	39	19	9
De máquina	39	19	9
	29	14	9
Repreñado	29	19	9
	29	14	9
huevo	29	19	19
	29	19	14
	29	19	9

Fuente: [NTE INEN 0293 (1978) (Spanish): Ladrillos cerámicos. Definiciones. Clasificación y condiciones generales.]

2.3.2.6 Bloque

Es un elemento simple hecho de hormigón en forma de paralelepípedo, con uno o más huecos transversales en su interior, de modo que el volumen del material sólido sea del 50 % al 75 % del volumen total del elemento. [10]

Tabla 2-2 (Tipo de Bloque)

TIPO	USO
A	Paredes exteriores de carga, sin revestimiento.
B	Paredes exteriores de carga, con revestimiento. Paredes interiores de carga, con o sin revestimiento.
C	Paredes divisorias exteriores, sin revestimiento.
D	Paredes divisorias exteriores, con revestimiento. Paredes divisorias interiores, con o sin revestimiento.
E	Losas alivianadas de hormigón armado.

Fuente: [NTE INEN 0638 (1993) (Spanish): Bloques huecos de hormigón. Definiciones, clasificación y condiciones generales.]

Tabla 2-3 (Dimensiones Bloque)

DIMENSIONES NOMINALES				DIMENSIONES REALES		
TIPO	largo	ancho	alto	largo	ancho	alto
A, B	40	20,15,10	20	39	19,14,09	19
C, D	40	10,15,20	20	39	09,14,19	19
E	40	10,15,20,25	20	39	09,14,19,24	20

Fuente: [NTE INEN 0638 (1993) (Spanish): Bloques huecos de hormigón. Definiciones, clasificación y condiciones generales.]

2.3.2.7 Varillas de Hierro

Varilla de acero especialmente fabricada para utilizarse en hormigón armado, de núcleo central circular en cuya superficie existen salientes denominados resaltes. [11]

Tabla 2-4 (Dimensiones Varillas)

Diámetro Nominal (mm)	Dimensiones de los resaltes (mm)			Masa (kg/m)		
	Máximo a	Mínimo b	Máximo c	Nominal d	Máximo e	Mínimo e
8	5,60	0,32	3,10	0,395	0,418	0,371
10	7,00	0,40	3,90	0,617	0,654	0,580
12	8,40	0,48	4,70	0,888	0,941	0,835
14	9,80	0,67	5,50	1,208	1,281	1,136
16	11,20	0,72	6,20	1,578	1,673	1,484
18	12,60	0,88	7,00	1,998	2,117	1,878
20	14,00	1,01	7,80	2,466	2,614	2,318
22	15,40	1,11	8,60	2,984	3,163	2,805
25	17,50	1,26	9,80	3,853	4,085	3,622
28	19,60	1,39	11,00	4,834	5,124	4,544
32	22,40	1,64	12,00	6,313	6,692	5,935
36	25,20	1,84	14,00	7,990	8,470	7,511
40	28,00	1,96	15,70	9,865	10,456	9,273

a) espaciamiento promedio de los resaltes transversales,
b) altura promedio de los resaltes transversales,
c) ancho en la base de los resaltes longitudinales o ancho de la ranura,
d) valor calculado a partir del diámetro nominal, considerando una densidad del acero de 7,85 kg/dm³,
e) límites en la masa por metro para cada una de las unidades de muestreo.

Fuente: [NTE INEN 2167 (2011) (Spanish): Varillas de acero con resaltes, laminadas en caliente, soldables, microaleadas o termotratadas, para hormigón armado. Requisitos.]

2.3.3 ESTADÍSTICAS DE LA CONSTRUCCIÓN AÑO 2014

2.3.3.1 Tipo de obra

Los permisos otorgados para la realización de proyectos de Nuevas Construcciones representan el 89,48 % mientras que para ampliaciones corresponde el 9,38 % y la diferencia para reconstrucciones 1,14 %.

De las nuevas construcciones (24337) el 88,04 % se han concedido para proyectos de uso residencial, 7,15 % destinado al uso no residencial, y el 4,81 % construcción mixta. [12]

2.3.3.2 Materiales a ser utilizados en la edificación

Se han otorgado 27199 permisos de construcción en el 2014, predomina la tendencia a utilizar el hormigón como material principal. El 80,86 % de las edificaciones han proyectado construir sus cimientos con hormigón, el 93,77% tendría su estructura de hormigón y el 56,05 % emplearía hormigón armado para la cubierta o techo. [12].

En lo que hace relación a las paredes, el 53,58 % de las edificaciones se construirá con bloque y el 44,31 % con ladrillo. [12].

Como se observa en la figura a continuación, de los 7,994.696 m² el 96 % corresponde a construcciones nuevas, el 3 % a ampliaciones y apenas el 1 % a reconstrucción. [12].

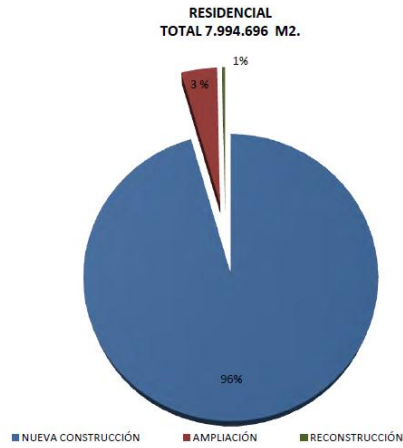


Figura 2-9 (Distribución porcentual de la superficie a construirse en las provincias de la sierra, según obra residencial)

Fuente: [INEC, Anuario de estadísticas de edificaciones 2014]

2.3.3.3 Número de permisos de construcción por m² Tungurahua

En la tabla mostrada a continuación se detalla el número de permisos de construcción por metro cuadrado en la provincia de Tungurahua.

Tabla 2-5 (Número de permisos de construcción por m² a construirse y superficie total en m2 según provincias y propósito de la construcción)

PROVINCIAS Y PROPÓSITO DE LA CONSTRUCCIÓN	TOTAL DE PERMISOS	DISTRIBUCIÓN	
		MENOS DE 100 M2	100 A 199 M2
TUNGURAHUA			
TOTAL	1.651	289	591
RESIDENCIA PARA UNA FAMILIA	1.013	248	506
RESIDENCIA PARA DOS FAMILIAS	210	1	36
RESIDENCIA PARA TRES O MAS FAMILIAS	153	-	3
COMERCIAL	86	20	17

200 A 299 M2	300 A 399 M2	400 A 499 M2	500 Y MÁS M2
347	154	89	181
216	36	7	-
72	55	33	13
11	31	26	82
8	7	6	28

Fuente: [INEC, Anuario de estadísticas de edificaciones 2014]

De acuerdo a la tabla 2-5, se ha podido establecer un gráfico de barras, donde se puede apreciar que el mayor número de permisos emitidos han sido para viviendas que están entre los 100 y 199 m² de construcción en la provincia de Tungurahua. [12]

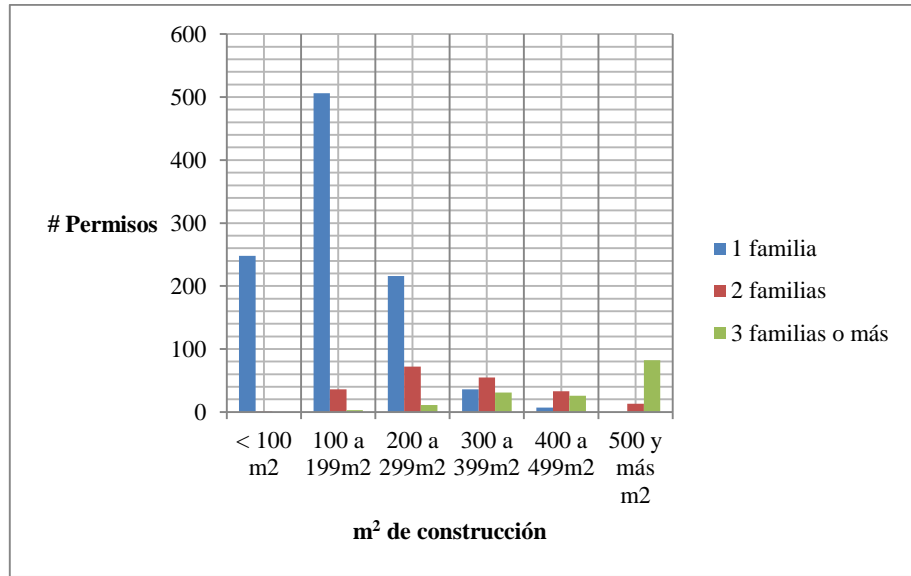


Figura 2-10 (Número de Permisos de construcción por m² Tungurahua)

Fuente: Autor

2.3.3.4 Número de permisos de acuerdo al número de pisos Tungurahua

En la siguiente tabla se observa el número de permisos de construcción de acuerdo al número de pisos de la vivienda en la provincia de Tungurahua.

Tabla 2-6 (Número de permisos de construcciones residenciales por número de pisos)

PROVINCIAS	TOTAL DE PERMISOS	SUBTOTAL PERMISOS	RESIDENCIAL			
			NUMERO DE PISOS			
			1	2	3	4 Y MÁS
TOTAL REPÚBLICA	27.199	23.908	10.765	10.526	2.207	410
AZUAY	2.636	2.438	306	1.667	411	54
BOLÍVAR	397	361	158	166	30	7
CAÑAR	656	594	195	325	61	13
CARCHI	401	358	124	195	38	1
COTOPAXI	792	663	244	335	77	7
CHIMBORAZO	1.081	1.014	274	598	98	44
EL ORO	1.704	1.610	1.147	312	124	27
ESMERALDAS	293	239	157	65	14	3
GUAYAS	4.147	3.596	1.466	1.970	132	28
IMBABURA	2.358	2.105	572	1.322	206	5
LOJA	1.708	1.510	709	522	242	37
LOS RÍOS	1.414	1.264	1.032	203	25	4
MANABÍ	2.383	2.230	1.712	440	67	11
MORONA	284	211	114	71	15	11
NAPO	431	353	269	75	9	-
PASTAZA	129	100	56	36	6	2
PICHINCHA	2.063	1.703	545	766	302	90
TUNGURAHUA	1.651	1.376	485	612	242	37

Fuente: [INEC, Anuario de estadísticas de edificaciones 2014]

De acuerdo a la tabla 2-6 se ha establecido que el mayor número de permisos de construcción emitidos han sido para viviendas de dos pisos en la provincia de Tungurahua.

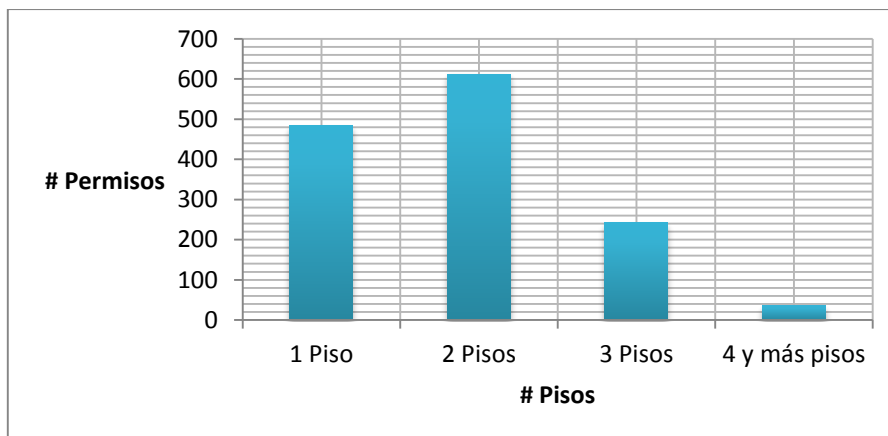


Figura 2-11 (Número de Permisos de Construcción de acuerdo al número de pisos Tungurahua)

Fuente: Autor

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 ESPECIFICACIONES

Tabla 3-1 (Lista referencia de especificación)

LISTA REFERENCIA DE ESPECIFICACIÓN [13]	
Concepto	Determinaciones
<i>Función</i>	Sistema para elevación de carga de 300 Kg. Sistema adecuado para elevar material de construcción. Sistema óptimo para elevar 12 m. Facilidad en el anclaje. Facilidad de maniobrabilidad y uso. Facilidad en el montaje y desmontaje.
<i>Dimensiones</i>	Capacidad de carga 300 Kg. Elevación 12 m.
<i>Movimientos</i>	Elevación vertical de cargas. Longitudinal del elevador.
<i>Materiales</i>	Acero Estructural A-36. Aluminio/Fundición gris. Cables de acero resistentes a la tracción.
<i>Energía</i>	Combustible: Gasolina.
<i>Fuerzas</i>	Tensión Máxima 3000 N
<i>Costos</i>	Costo Inferior a 2500 \$

Fuente: [Riba, R. (2002). Diseño concurrente. España: Editorial UPC. (Pág. 85-86, 54-60)]

De acuerdo a la lista de referencia de especificación se realiza el documento de especificación para la máquina como se muestra en la tabla.

Tabla 3-2 (Parámetros de diseño)

Empresa: Alvarado Construcciones		Producto: Elevador de 300 Kg.		Fecha inicial: Fecha última revisión:
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		C	R	Sistema para elevación de carga de 300 Kg.
		C	R	Sistema adecuado para elevar material de construcción.
		I	R	Facilidad en el anclaje.
		I	R	Sistema adecuado para enganche
		I	R	Sistema adecuado para el aumento de cable.
		C	R	Facilidad de maniobrabilidad y uso. Facilidad en el montaje y desmontaje.
Dimensión		C	R	Altura de las edificaciones 12 m.
Materiales		I	R	Acero estructural A36/aluminio/fundición gris
		I	R	Cables de acero resistentes a tracción
		I	R	Planchas de acero A-36
		I	R	Electrodos E6011
Energía		I	D	Motor eléctrico
		I	D	Motor de combustión Interna
Movimiento		C	R	Movimiento vertical
		C	R	Movimiento longitudinal del carrete.
Fuerzas		I	R	Tensión Máxima en el cable 3000 N
Costos		C	D	Costo Inferior a 2500 \$
Aspectos legales		C	R	Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas, Acuerdo Ministerial No. 011, publicado en el Registro Oficial No. 253 del 9 de febrero de 1998.

Propone: C =Cliente, I = Ingeniería R/D: R = Requerimientos, D = Deseo.

Fuente: [Riba, R. (2002). Diseño concurrente. España: Editorial UPC.]

3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

El conjunto de alternativas presentado requiere una valoración con el fin de ayudar una adecuada elección. Para la valoración se considera los siguientes aspectos:

- Bajo costo
- Funcionalidad
- Fácil construcción y montaje
- Mantenibilidad

- Ergonomía
- Fiabilidad
- Tamaño
- Innovación tecnológica
- Fuente de energía

Bajo costo.- Uno de los parámetros fundamentales a evaluarse, puesto que los materiales y mano de obra empleada deben ser de buena calidad, es decir a un costo accesible y de fácil implementación.

Funcionalidad.- La máquina debe cumplir con todos los requerimientos especificados por el cliente, para que cumpla con satisfacción su trabajo.

Facilidad de construcción.- El sistema debe ser evaluado de acuerdo al número de elementos que son necesarios para su construcción y ensamblaje, de esto dependerá la facilidad en su realización, además se debe tener en cuenta la tecnología que se encuentra disponible en el país.

Ergonomía.- Es el estudio pluridisciplinario de la relación que existe entre las personas y su entorno, especialmente de sus limitaciones y condiciones.

Fiabilidad.- Es la probabilidad de un sistema para funcionar correctamente a lo largo de un tiempo determinado prefijado. Además se deberá tener en cuenta las acciones de mantenimiento para que esté disponible en cualquier momento. Para precisar el concepto de fiabilidad hay que establecer unas condiciones admisibles de funcionamiento, por debajo de las cuales se considera que se ha producido un fallo.

Tamaño.- Lugar y espacio que ocupa el elevador.

Innovación tecnológica.- Uso de tecnologías mejores que cubran necesidades y estén al alcance de todos.

Fuente de energía.- La valoración de la fuente de energía es determinante para la elección de la mejor alternativa, puesto que se debe realizar con opciones que sean amigables con el medio ambiente, y al menor precio para que sea accesible y se pueda implementar.

Método de evaluación de soluciones [13]

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada lista de alternativas, es necesario hacer una evaluación de las mismas que sirva como fundamento posterior para la toma de decisiones. Estas evaluaciones ponderar distintos aspectos del sistema en base a juicios de valor.

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes dos elementos: alternativas y criterios. Las alternativas deberán poseer diferentes características y tienen que ser como mínimo dos (3 y 6 más adecuado). Los criterios se deberán establecer en base a lo que se necesita evaluar cada alternativa, así como la ponderación relativa entre ellas.

Métodos ordinales

Se clasifica por orden las distintas soluciones alternativas para cada criterio, el problema con este método es la dificultad de integrar los resultados de diferentes criterios de manera global, debido a que no es sensible a las ponderaciones de los criterios.

Métodos cardinales

Se realiza una cuantificación de sus juicios en relación a la efectividad de las alternativas y a la importancia de los criterios, el problema con este método es que la cuantificación puede resultar arbitraria especialmente en las etapas de diseño.

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Es un método recomendado, debido a que permite obtener resultados globales significativos, está basado en tablas donde cada criterio se compara con los demás criterios y se asignan valores.

- 1 Si el criterio de las filas es superior o mejor que el de las columnas.
- 0,5 Si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas.
- 0 Si el criterio de las filas es inferior que el de las columnas.

Luego para cada criterio se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se añade una unidad (evitando una valoración nula); después en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

Tabla 3-3 (Criterios Ponderados)

Fácil construcción y montaje>Fuente de energía>Fiabilidad>Costo=Innovación Tecnológica>Ergonomía>Funcionalidad>Tamaño										
Criterio	Costo	Funcionalidad	Fácil construcción y montaje	Ergonomía	Fiabilidad	Tamaño	Innovación Tecnológica	Fuente de energía	$\Sigma+1$	Ponderado
Costo		0,5	0,5	0	0	1	0,5	0,5	4	0,129
Funcionalidad	0,5		0,5	0	0	0	0,5	0,5	2,5	0,081
Fácil construcción y montaje	0,5	1		1	0,5	0,5	1	1	6	0,194
Ergonomía	1	0,5	0		0	1	0,5	0,5	3,5	0,113
Fiabilidad	1	0,5	0,5	0,5		1	0,5	0,5	4,5	0,145
Tamaño	0,5	0	0	0,5	0		0	0	1,5	0,048
Innovación Tecnológica	0,5	0,5	0,5	1	0,5	0		0,5	4	0,129
Fuente de energía	0,5	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5		5	0,161
									31	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-4 (Criterio Costo)

Criterio a evaluar Costo					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		1	1	3	0,5
Elevador Corredizo	0		1	2	0,333
Elevador Telescópico	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-5 (Fácil construcción y montaje)

Criterio a evaluar Facil Construcción y Montaje					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	1	2,5	0,385
Elevador Corredizo	1		1	3	0,462
Elevador Telescópico	0	0		1	0,154
				6,5	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-6 (Funcionalidad)

Criterio a evaluar Funcionalidad					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	1	2,5	0,385
Elevador Corredizo	1		1	3	0,462
Elevador Telescópico	0	0		1	0,154
				6,5	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-7 (Tamaño)

Criterio a evaluar Tamaño					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	1	2,5	0,385
Elevador Corredizo	1		1	3	0,462
Elevador Telescópico	0	0		1	0,154
				6,5	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-8 (Ergonomía)

Criterio a evaluar Ergonomía					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	0,5	2	0,333
Elevador Corredizo	0,5		0,5	2	0,333
Elevador Telescópico	0,5	0,5		2	0,333
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-9 (Fiabilidad)

Criterio a evaluar Fiabilidad					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0	0	1	0,167
Elevador Corredizo	1		1	3	0,500
Elevador Telescópico	0,5	0,5		2	0,333
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-10 (Fuente de energía)

Criterio a evaluar Fuente de Energía					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	1	2,5	0,417
Elevador Corredizo	0,5		1	2,5	0,417
Elevador Telescópico	0	0		1	0,167
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-11 (Innovación tecnológica)

Criterio a evaluar Innovación Tecnológica					
Corredizo>Pluma=Telescópico					
Criterio	Elevador Tipo Pluma	Elevador Corredizo	Elevador Telescópico	$\Sigma+1$	Ponderado
Elevador Tipo Pluma		0,5	0	1,5	0,231
Elevador Corredizo	0,5		0,5	2	0,308
Elevador Telescópico	1	1		3	0,462
				6,5	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-12 (Ponderación final)

	Costo	Funcionalidad	Fácil construcción y montaje	Ergonomía	Fiabilidad	Tamaño	Innovación Tecnológica	Fuente de energía	Σ	Prioridad
Elevador Tipo Pluma	0,065	0,031	0,074	0,038	0,024	0,019	0,030	0,067	0,347	2
Elevador Corredizo	0,043	0,037	0,089	0,038	0,073	0,022	0,040	0,067	0,409	1
Elevador Telescópico	0,022	0,012	0,030	0,038	0,048	0,007	0,060	0,027	0,244	3

Fuente: [Autor]

3.3 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE ENERGÍA

3.3.1 MOTOR ELÉCTRICO

Máquina destinada a transformar energía eléctrica en energía mecánica. [14]

Motores de corriente Continua

Motores de costo más elevado, precisan de una fuente de corriente continua, o un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. Pueden funcionar con velocidad ajustable, entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión. [14]

Motores de corriente Alterna

Motor síncrono: Funciona con velocidad fija, o sea sin interferencia del deslizamiento; utilizado normalmente para grandes potencias (alto costo en tamaños menores).

Motor de inducción: Funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje. Debido a su gran simplicidad, robustez y bajo costo, es el motor más utilizado de todos, siendo adecuado para casi todos los tipos de máquinas accionadas encontradas en la práctica. [14]

Ventajas

- Tamaño y peso reducido.
- Se los puede construir de cualquier tamaño.
- Par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Rendimiento elevado (en torno al 80%, aumentando el mismo a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Pueden operar como generadores, convirtiendo energía mecánica en eléctrica.
- Silenciosos, limpios.
- Intervalo de velocidad de rotación mayor que en los motores de combustión.
- Fáciles de manipular en el arranque y paro.
- No emiten gases.

Desventajas

- Mantenimiento costoso y laborioso.
- Incapacidad de funcionar a velocidad bajas.

- Motores con imanes tienen limitaciones en cuanto a la potencia del motor, por la debilidad del imán.
- Dependiendo del consumo, en motores trifásicos, se debe revisar la configuración con la que vienen, ya sea delta o estrella.

3.3.2 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de la cámara de combustión. [15]

Ventajas

- Gran cantidad de disposiciones constructivas, que permiten adaptar los motores a los usos más diversos.
- Uso de combustibles líquidos, de gran poder calorífico, proporcionando elevadas potencias y amplias autonomías.
- Amplio campo de potencias, permitiendo la alimentación de máquinas pequeñas y grandes.
- Fácil mecánica y mantenimiento.

Desventajas

- El rendimiento no sobrepasa el 50%.
- Emisiones de gases tóxicos relativamente elevadas.

3.3.3 MOTOR HIDRÁULICO

Actuador mecánico que permite la conversión de la presión hidráulica en desplazamiento angular y torque. En vez de suministrar fluido como lo hace una bomba, son impulsados por ésta y desarrollan un par y un movimiento continuo de rotación, es decir, convierten la energía hidráulica en torque y como resultado fuerza.

Ventajas

- Las fuerzas pueden regularse de manera continua.
- Se puede llegar en los elementos hidráulicos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.
- El aceite se adapta a las tuberías y transmite fuerza como si fuera una barra de acero.
- Hay pocas piezas en movimiento como por ejemplo: bombas, motores y cilindros.
- Multiplicación de fuerzas.

Desventajas

- Se obtienen velocidades bajas en los actuadores.
- Limpieza en la manipulación de los aceites, aparatos y tuberías, como el lugar de la ubicación de la máquina.
- Exige un buen mantenimiento.
- Las bombas, motores, válvulas proporcionales y servo válvulas son caras.

Parámetros a ser analizados

- Costo: Este parámetro es determinante para la elección de la mejor alternativa, puesto que se debe realizar con las mejores opciones y prestaciones, además el precio deberá ser conveniente para la persona que financia el proyecto.
- Mantenimiento: Conjunto de acciones que busquen el óptimo estado de funcionamiento a lo largo del ciclo de vida y operación de la máquina. Se deberá tener en cuenta el costo involucrado en reparaciones y repuestos.
- Instalación: Se tomará en cuenta la facilidad en cableado, conexiones, fuente de poder, es decir todos los accesorios necesarios para el correcto funcionamiento de la fuente de energía.

- Consumo Energético: Se refiere al valor monetario destinado al pago de la fuente de energía (energía eléctrica, combustible, fluido hidráulico, etc.).

Tabla 3-13 (Ponderación Criterios)

Mantenimiento>Costo>Instalación=Consumo Energético						
Criterio	Costo	Mantenimiento	Instalación	Consumo Energético	$\Sigma+1$	Ponderado
Costo		0,5	0,5	0,5	2,5	0,25
Mantenimiento	1		0,5	1	3,5	0,35
Instalación	0,5	0,5		0	2	0,2
Consumo Energético	0,5	0	0,5		2	0,2
					10	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-14 (Mantenimiento Tipo de motor)

Criterio a evaluar Mantenimiento					
Motor Combustión>Motor Eléctrico>Motor Hidráulico					
Criterio	Motor Eléctrico	Motor Combustión	Motor Hidráulico	$\Sigma+1$	Ponderado
Motor Eléctrico		0	0,5	1,5	0,25
Motor Combustión	1		1	3	0,5
Motor Hidráulico	0,5	0		1,5	0,25
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-15 (Costo tipo de motor)

Criterio a evaluar Costo					
Motor Combustión>Motor Eléctrico>Motor Hidráulico					
Criterio	Motor Eléctrico	Motor Combustión	Motor Hidráulico	$\Sigma+1$	Ponderado
Motor Eléctrico		0	0,5	1,5	0,25
Motor Combustión	1		0,5	2,5	0,42
Motor Hidráulico	0,5	0,5		2	0,33
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-16 (Instalación Tipo de motor)

Criterio a evaluar Instalación					
Motor Combustión>Motor Eléctrico>Motor Hidráulico					
Criterio	Motor Eléctrico	Motor Combustión	Motor Hidráulico	Σ+1	Ponderado
Motor Eléctrico		0	0,5	1,5	0,25
Motor Combustión	1		1	3	0,5
Motor Hidráulico	0,5	0		1,5	0,25
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-17 (Consumo energético tipo de motor)

Criterio a evaluar Consumo Energético					
Motor Combustión>Motor Eléctrico>Motor Hidráulico					
Criterio	Motor Eléctrico	Motor Combustión	Motor Hidráulico	Σ+1	Ponderado
Motor Eléctrico		1	0,5	2,5	0,42
Motor Combustión	0		0	1	0,17
Motor Hidráulico	0,5	1		2,5	0,42
				6	1

Fuente: [Autor]

Tabla 3-18 (Ponderación final)

Criterio	Mantenimiento	Costo	Instalación	Consumo Energético	Σ	Prioridad
Motor Eléctrico	0,088	0,063	0,05	0,083	0,283	3
Motor Combustión	0,175	0,104	0,1	0,033	0,413	1
Motor Hidráulico	0,088	0,083	0,05	0,083	0,304	2

Fuente: [Autor]

3.4 CÁLCULOS

3.4.1 CAPACIDAD DE CARGA DEL ELEVADOR

De acuerdo al Manual Elaboración de Hormigón con cemento Holcim Fuerte, para la preparación de Hormigón para losas se necesita:

- 1 saco de 50 Kg de cemento Holcim Fuerte
- 35 litros de agua potable
- 3 parihuelas al ras de arena
- 3,5 parihuelas al ras de piedra

*Parihuelas¹ de 40 x 40 x 20 cm³

Cálculo de la masa a elevar

- Volumen de la parihuela

$$V = l * l * l \quad \text{Ec. 3-1.}$$

$$V = 40\text{cm} * 40\text{cm} * 20\text{cm}$$

$$V = 32000\text{cm}^3$$

$$V = 0,032\text{m}^3$$

- Arena

$$d = 1600 \text{ Kg/m}^3 \text{ [16]}$$

$$d = \frac{m}{v} \quad \text{Ec. 3-2.}$$

$$m = d * v$$

¹ Utensilio para transportar pesos entre dos personas, formado por dos barras entre las que se sostiene una plataforma.

$$m = 1600 \frac{kg}{m^3} * 0,032m^3$$

$$m = 51,2 kg$$

- Piedra-Ripio
d = 1700 Kg/m³ [16]

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

$$m = d * v$$

$$m = 1700 \frac{kg}{m^3} * 0,032m^3$$

$$m = 54,4 kg$$

- Agua
d = 1000 kg/m³ [17]

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

$$m = d * v$$

$$m = 1000 \frac{kg}{m^3} * 0,035m^3$$

$$m = 35 kg$$

Concreto

$$m = 50kg + 3(51,2kg) + 3,5(54,4kg) + 35kg$$

$$m = 429kg$$

La cantidad de concreto que se prepara en la mezcladora por cada saco de cemento es de 429 Kg, de esta cantidad la mitad (214,5 Kg) se vierte en el elevador, es decir se realizan dos viajes por cada preparación de concreto.

En base a la mezcladora que posee actualmente la empresa, la que se puede observar en la figura a continuación.



Figura 3-1(Mezcladora)

Fuente: [Autor]

A esta masa se le debe sumar el peso del recipiente que elevará el concreto; que es de alrededor de 40 Kg. Por lo que elevador deberá ser capaz de elevar por lo menos 255 Kg.

3.4.2 VOLUMEN ELEVADO

Arena= 3 x Volumen parihuela

Arena= 0,032 m³ x 3

Arena = 0,096 m³

Ripio = 3,5 x Volumen parihuela

Ripio = 0,032 m³ x 3,5

Ripio = 0,112 m³

Agua = 35 litros

Agua = 0,035 m³

Cemento = 0,033 m³*

* Un saco de 50 Kg de cemento tiene una densidad aproximada de 1500 [18] Kg/m³.

$$VT = V_{ar} + V_{ri} + V_{H2O} + V_{ce}$$

$$VT = 0,276m^3$$

$$\frac{VT}{2} = 0,138m^3$$

Se tomará en cuenta la mitad del volumen debido a que se vierte la mitad de hormigón preparado en la mezcladora.

3.4.3 CAUDAL DE HORMIGÓN

De acuerdo a datos proporcionados por la empresa la elaboración de las losas se hacen de acuerdo a los siguientes tiempos:

Tabla 3-19 (Tiempo por metro cuadrado de construcción)

Superficie [m ²]	Tiempo [h]
48	3,5
42	3
38	2,7

Fuente: [Autor]

Para losas que tienen un espesor de 0,25 m el bloque empleado es de 40 x 20 x 20, el mismo que ocupa un volumen de 0,096 m³ (6 bloques por m²). Restando el volumen que ocupa el bloque en la losa y dividiendo para el tiempo se obtiene un caudal de hormigón de aproximadamente 2,1 m³/h.

Dividiendo el caudal obtenido para el volumen elevado nos da un resultado de 15 cargas/hora, es decir cada carga se realiza en 4 minutos aproximadamente.

3.4.4 DETERMINACIÓN VELOCIDAD DEL ELEVADOR

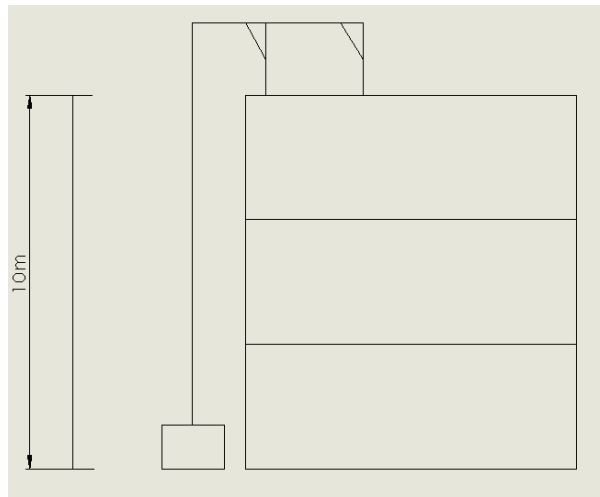


Figura 3-2(Elevador)

Fuente: [Autor]

Teniendo en cuenta carga, descarga e imprevistos, el tiempo empleado en subir la carga a la máxima altura (10 m) es de 15 segundos, de donde se puede calcular la velocidad que debería tener el elevador.

$$v = \frac{e}{t} \quad \text{Ec. 3-3.}$$

$$v = \frac{10m}{15s}$$

$$v = 0,66 \text{ m/s}$$

Se obtuvo una velocidad de 0,66 m/s que se aproxima a la recomendada:

Tabla 3-20(Velocidades recomendadas)

Grupos tractores utilizados por los aparatos elevadores según su velocidad y tráfico de aplicaciones		
Clase de instalación	Velocidad del régimen m/s	Grupo tractor
Edificios y vivienda bajos	Hasta 0.70 m/s	Con reductor y motor asíncrono de una velocidad
Edificios de viviendas altos y oficinas	Desde 0,70 a 1 m/s	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades
Edificios de oficinas comerciales, hospitales (montacamillas)	Desde 1 a 2,5 m/s	Con reductor y variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor c-a
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso	Mayor de 2,5 m/s	Tracción directa y con variador de frecuencia
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces montacamillas de hospitales	Hasta 0,7 m/s	Con reductor de motor asíncrono de una a dos velocidades o con variador de frecuencia

Fuente: [Miravete Antonio, Larrodé Emilio, Elevadores; Principios e Innovaciones, Editorial Reverte; Año 2007; Cap2; pag, 71-72]

3.4.5 POTENCIA DEL MOTOR

$$P = \frac{Qv}{75n} [4] \quad \text{Ec. 3-4.}$$

Dónde:

v: velocidad en m/s

Q: Carga no equilibrada en Kg

n: rendimiento del sistema

$$QT = Qb + Qu \quad \text{Ec. 3-5 [4]}$$

$$Q_c = \frac{Q_u}{2} + Q_b \quad \text{Ec. 3-6 [4]}$$

$$Q = QT - Q_c \quad \text{Ec. 3-7 [4]}$$

Dónde:

QT: peso total canasta más la carga

Qb: peso de la canasta

Qc: peso del contrapeso o peso que absorbe la estructura

Qu: Carga útil (peso carga)

$$QT = Qb + Qu$$

$$QT = 40kg + 300kg$$

$$QT = 340 \text{ Kgf}$$

Qc se anula porque en este tipo de elevador no existe contrapeso

$$Q = QT - Q_c$$

$$Q = 340kgf$$

$$P = \frac{340kgf \left(\frac{0,7m}{s} \right)}{75(0,3^2)}$$

$$P = 10,57 \text{ CV} \times \frac{0,736KW}{1CV} \times \frac{1,34Hp}{1KW}$$

² Eficiencia termal, motores a gasolina: 25-30 %. [19]

$$P = 10,43 \text{ Hp}$$

Se escoge un motor Honda modelo GX390 con las siguientes características:

Tabla 3-21 (Especificaciones técnicas motor)

GX340/GX390 (Eje de la toma de fuerza del tipo S)		
Longitud × Anchura × Altura	380 × 450 × 443 mm	
Masa en seco [peso]	31,5 kg	
Tipo de motor	4 tiempos, válvulas en cabeza, monocilíndrico	
Cilindrada [Calibre × Carrera]	GX340	337 cm ³ [82,0 × 64,0 mm]
	GX390	389 cm ³ [88,0 × 64,0 mm]
Potencia neta (de acuerdo con la norma SAE J1349*)	GX340	7,1 kW (9,7 PS) a 3.600 min ⁻¹ (rpm)
	GX390	8,2 kW (11,1 PS) a 3.600 min ⁻¹ (rpm)
Par motor neto máx. (de acuerdo con la norma SAE J1349*)	GX340	22,1 N·m (2,25 kgf·m) a 2.500 min ⁻¹ (rpm)
	GX390	25,1 N·m (2,56 kgf·m) a 2.500 min ⁻¹ (rpm)
Capacidad de aceite de motor	1,1 ℓ	
Capacidad del depósito de combustible	6,1 ℓ	
Sistema de enfriamiento	Aire forzado	
Sistema de encendido	Magneto transistorizado	
Rotación del eje de la toma de fuerza	Hacia la izquierda	

Fuente: [Honda Engines, Gx390 Horizontal Shaft gasolina (petrol) engine]

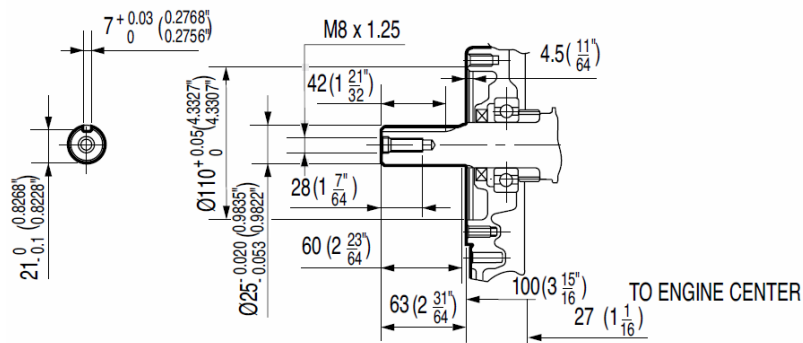


Figura 3-3 (Eje de la toma de fuerza)

Fuente: [Honda Engines, Gx390 Horizontal Shaft gasolina (petrol) engine]

3.4.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL ELEVADOR

Se tomaran en cuenta ciertas medidas antropométricas para el diseño del elevador como:

Altura al hombro

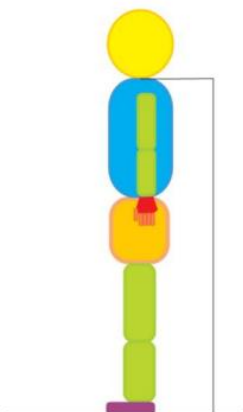


Figura 3-4(Altura hombro)

Fuente: [Lino milián, Alejandro Chávez, Waldemar Borjas Leiva, Manual de Medidas Antropométricas, 1 ed. -Costa Rica: SALTRA / IRET-UNA, 2014.]

Definición: Distancia vertical desde la horizontal (superficie de sustentación) hasta el acromio (parte superior más alta del hombro).

Unidad de medida: Centímetros.

Determinación: Persona en posición erecta, con los miembros superiores a ambos lados del cuerpo, las palmas y dedos de las manos rectos y extendidos hacia abajo, mirando hacia el frente, en bipedestación, con el peso distribuido equitativamente en ambos pies (posición de atención antropométrica).

Aplicación:

- Descripción general del cuerpo

- Tamaño de ropa y equipo de protección personal
- Distribución de espacios de trabajo
- Diseño de equipo: distancias verticales de espacios de trabajo

Recolección de datos

Tabla 3-22 (Altura hombro)

No.	Altura Hombro [cm]
1	139
2	140
3	139
4	150
5	145
6	145
7	142
8	138
9	140
10	140
11	152
12	140
13	139
14	142
15	142
16	142
17	145

Fuente: Autor

Cálculo de Percentiles

A partir del cálculo (anexo) se toma el percentil 95 o P95, es decir por debajo de este punto se sitúa el 95% de la población medida.

Altura hombro P95	152 cm
--------------------------	--------

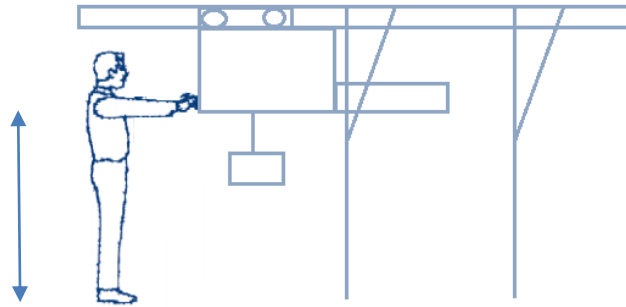


Figura 3-5 (Altura agarre elevador)

Fuente: [Autor]

Ancho hombros



Figura 3-6 (Ancho hombros)

Fuente: [Lino milián, Alejandro Chávez, Waldemar Borjas Leiva, Manual de Medidas Antropométricas, 1 ed. –Costa Rica: SALTRA / IRET-UNA, 2014.]

Definición

Distancia horizontal entre los hombros (máxima protuberancia de los músculos deltoides).

Unidad de medida

Centímetro (cm)

Determinación

Persona en posición erecta, con los miembros superiores a ambos lados del cuerpo, las palmas y dedos de las manos rectos y extendidos hacia abajo, mirando hacia el frente, en bipedestación, con el peso distribuido equitativamente en ambos pies (posición de atención antropométrica).

Aplicación

- Descripción general del cuerpo
- Tamaño de ropa y equipo de protección personal
- Distribución de espacios de trabajo
- Diseño de equipo: distancias verticales de espacios de trabajo

Recolección de datos

Tabla 3-23 (Ancho hombros)

No.	Ancho Hombros [cm]
1	42
2	45
3	47
4	45
5	42
6	41
7	47
8	48
9	48
10	47
11	48
12	50
13	47
14	46
15	45
16	45
17	48

Fuente: [Autor]

Cálculo de percentiles

Para el caso del dato antropométrico de ancho de hombros de acuerdo al cálculo se obtuvo:

Ancho hombro P95	50 cm
-------------------------	-------

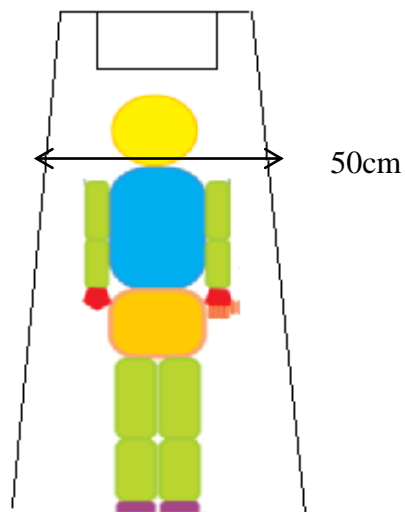


Figura 3-7 (Ancho mínimo elevador)

Fuente: [Lino milián, Alejandro Chévez, Waldemar Borjas Leiva, Manual de Medidas Antropométricas, 1 ed. -Costa Rica: SALTRA / IRET-UNA, 2014.]

3.4.6.1 Diseño de la viga

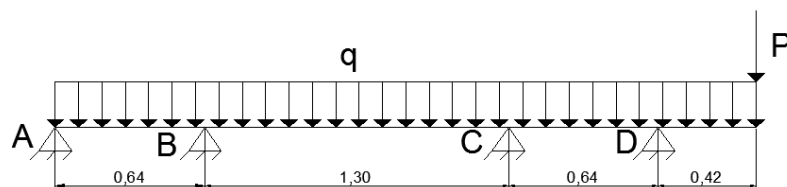


Figura 3-8 (Diagrama Viga)

Fuente: [Autor]

Dónde:

q: Peso propio de la viga

p: masa del mecanismo de elevación

El tipo de perfil escogido es un canal doble c (doble viga UPN).

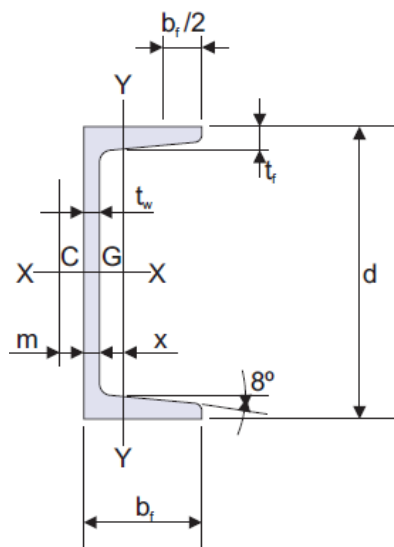


Figura 3-9 (UPN)

Tabla 3-24 (Datos UPN)

Designación	Peso	Área	Dimensiones				Propiedades						Constantes	
			Altura	Alas		Alma	Eje X-X			Eje Y-Y			Flexión	
UPNd	P	A	d	b _f	t _f	t _w	I _x	S _x	r _x	I _y	S _y	r _y	r _t	d/A _f
mm	kgf/m	cm ²	mm				cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁻¹
UPN 80	8,7	11,0	80	45	8,0	6,0	106	26,5	3,10	19,4	6,35	1,3	1,45	1,29
UPN 100	10,6	13,5	100	50	8,5	6,0	205	41,1	3,91	29,1	8,45	1,5	1,55	1,46
120	13,3	17,0	120	55	9,0	7,0	364	60,7	4,63	43,1	11,1	1,6	1,61	1,50
140	16,0	20,4	140	60	10,0	7,0	605	86,4	5,45	62,5	14,7	1,8	1,76	1,69
160	18,9	24,0	160	65	10,5	7,5	925	116	6,21	85,0	18,2	1,9	1,84	1,80
180	22,0	28,0	180	70	11,0	8,0	1.350	150	6,96	113	22,4	2,0	1,93	1,90
UPN 200	25,3	32,2	200	75	11,5	8,5	1.910	191	7,71	148	26,9	2,1	2,01	2,00
220	29,4	37,4	220	80	12,5	9,0	2.690	245	8,48	196	33,5	2,3	2,14	2,14
240	33,2	42,3	240	85	13,0	9,5	3.600	300	9,22	247	39,5	2,4	2,24	2,24
260	37,9	48,3	260	90	14,0	10,0	4.820	371	10,0	317	47,8	2,6	2,37	2,38
280	41,9	53,4	280	95	15,0	10,0	6.280	448	10,8	398	57,1	2,7	2,53	2,60
UPN 300	46,1	58,8	300	100	16,0	10,0	8.030	535	11,7	493	67,6	2,9	2,70	2,81

Fuente: [Catálogo de vigas MAPLOCA]

Los datos principales tomados de la viga son:

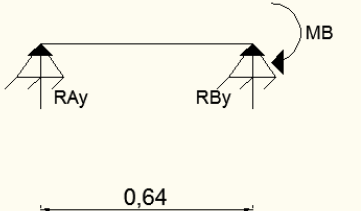
Acero A36
 $E = 210 \text{ Mpa}$
 $I_{xx} = 106 \text{ cm}^4$
 $I_{yy} = 19,40 \text{ cm}^4$
 $S_x = 26,5 \text{ cm}^3$
 $S_y = 6,35 \text{ cm}^3$
 $r_x = 3,10 \text{ cm}$
 $r_y = 1,3 \text{ cm}$

Todos estos valores serán multiplicados por dos debido a que la viga está compuesta por dos canales UPN.

La resolución de la viga se la realizará por tramos y en base a las rotaciones de cada punto como se muestra a continuación:

Tabla 3-25 (Ecuaciones tramo I)

Tramo I	
	$\theta_{B'} = \frac{ql^3}{24EI}$

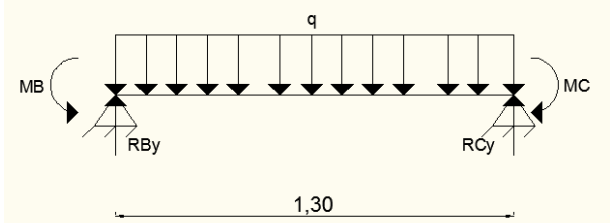
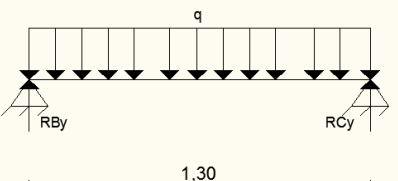
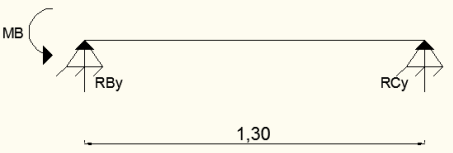
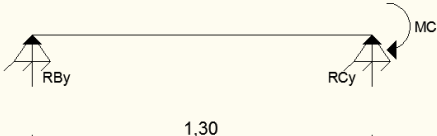
	$\theta_{B''} = -\frac{MBL}{6EI}$
---	-----------------------------------

Fuente: [Autor]

La rotación total para el punto B en el tramo I es igual a:

$$\theta_{B^I} = \frac{ql^3}{24EI} - \frac{MBL}{6EI} \quad \text{Ec. 3-8}$$

Tabla 3-26 (Ecuaciones tramo II)

Tramo II	
	
	$\theta_{B'} = \frac{ql^3}{24EI}$ $\theta_{C'} = \frac{ql^3}{24EI}$
	$\theta_{B''} = -\frac{MBl}{3EI}$ $\theta_{C''} = -\frac{MBl}{6EI}$
	$\theta_{B'''} = -\frac{MCl}{6EI}$ $\theta_{C'''} = -\frac{MCl}{3EI}$

Fuente: [Autor]

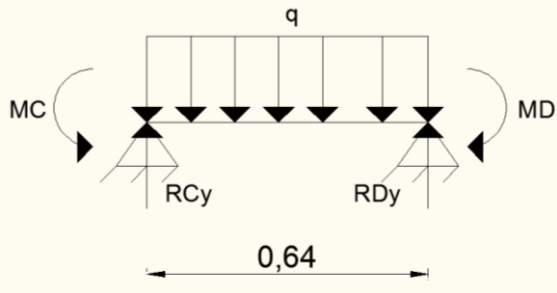
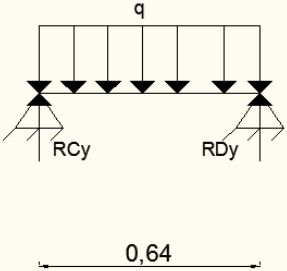
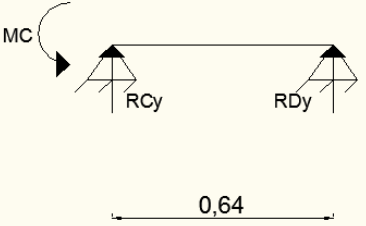
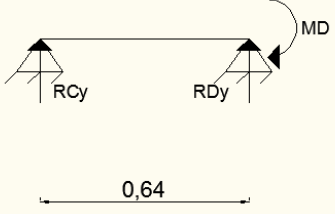
La rotación total para el punto B en el tramo II es igual a:

$$\theta_{B''} = \frac{ql^3}{24EI} - \frac{MBL}{3EI} - \frac{MCl}{6EI} \quad \text{Ec. 3-9}$$

La rotación total para el punto C en el tramo II es igual a:

$$\theta_{C''} = \frac{ql^3}{24EI} - \frac{MBL}{6EI} - \frac{MCl}{3EI} \quad \text{Ec. 3-10}$$

Tabla 3-27 (Ecuaciones tramo III)

Tramo III	
	
	$\theta_{C'} = \frac{ql^3}{24EI}$ $\theta_{D'} = \frac{ql^3}{24EI}$
	$\theta_{C''} = -\frac{MCl}{3EI}$ $\theta_{D''} = -\frac{MCl}{6EI}$
	$\theta_{C'''} = -\frac{MDl}{6EI}$ $\theta_{D'''} = -\frac{MDl}{3EI}$

Fuente: [Autor]

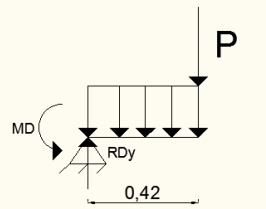
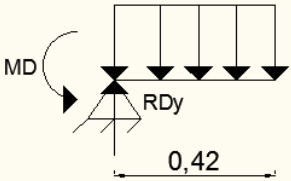
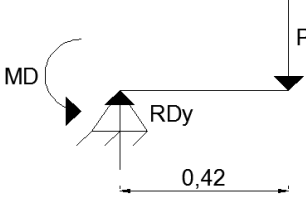
La rotación total para el punto C en el tramo III es igual a:

$$\theta_{C^{III}} = \frac{ql^3}{24EI} - \frac{MCL}{3EI} - \frac{MDl}{6EI} \quad \text{Ec. 3-11}$$

La rotación total para el punto D en el tramo III es igual a:

$$\theta_{D^{III}} = \frac{ql^3}{24EI} - \frac{MCL}{6EI} - \frac{MDl}{3EI} \quad \text{Ec. 3-12}$$

Tabla 3-28 (Ecuaciones tramo IV)

Tramo IV	
	
	<p>Se toma como viga en voladizo por lo que la rotación es:</p> $\theta_{D'} = 0$
	<p>Se toma como viga en voladizo por lo que la rotación es:</p> $\theta_{D''} = 0$

Fuente: [Autor]

La rotación en el último tramo es igual a 0, por lo que se realiza sumatoria de fuerzas y de momentos para hallar el momento en D.

$$\sum MD = 0 \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$MD = 0,42P + \frac{0,42^2 q}{2}$$

$$MD = 169,52 \text{ Kgm}$$

Una vez hallado MD se reemplaza en Ec. 3-12, se igualan Ec. 3-8 y Ec. 3-9 además de Ec. 3-10 y Ec. 3-11 [20]. Encontrándose los momentos en cada punto y las reacciones como se muestran a continuación:

Tabla 3-29 (Valores obtenidos)

Valores Obtenidos	
MB	11,45 [Kgm]
MC	26,95 [Kgm]
MD	169,52 [Kgm]
RA	-12,40 [Kg]
RB	63,92 [Kg]
RC	-320,1 [Kg]
RD	719,6 [Kg]

Fuente: [Autor]

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

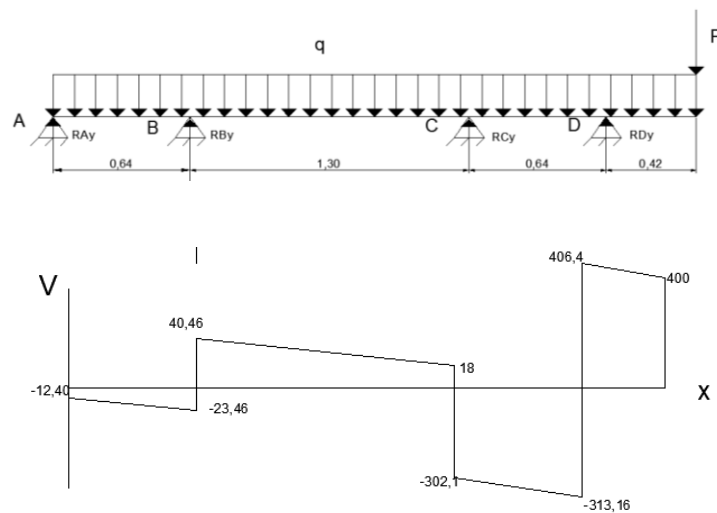


Figura 3-10 (Diagrama de fuerza cortante viga)

Fuente: [Autor]

$$\begin{aligned}
V_{AI} &= 0 \\
V_{AD} &= -12,40 \\
V_{BI} &= -12,40 - 11,06 = -23,46 \\
V_{BD} &= -23,46 + 63,92 = 40,46 \\
V_{CI} &= 40,46 - 22,46 = 18 \\
V_{CD} &= 18 - 320,1 = -302,1 \\
V_{DI} &= -302,1 - 11,06 = -313,16 \\
V_{DD} &= -313,16 + 719,6 = 406,4 \\
V_{EI} &= 406,4 - 6,4 = 400 \\
V_{ED} &= 400 - 400 = 0
\end{aligned}$$

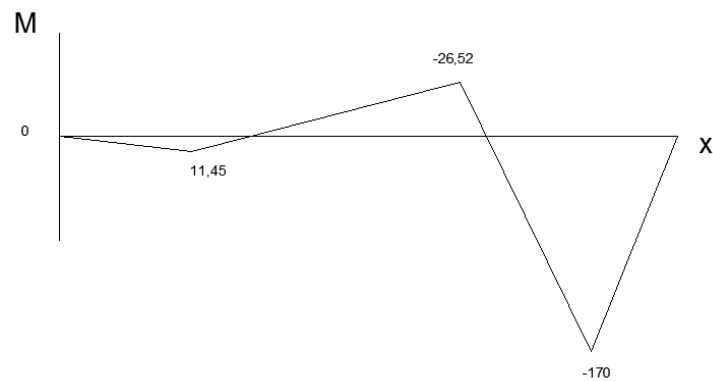


Figura 3-11 (Diagrama de Momento flector viga)

Fuente: [Autor]

$$\begin{aligned}
M_A &= 0 \\
M_B &= -12,4 \times 0,64 + \frac{0,64 \times 11,06}{2} = -11,48 \text{ Kgm} \\
M_C &= -11,48 + 18 \times 1,30 + \frac{1,30 \times 22,46}{2} = 26,52 \text{ Kgm} \\
M_D &= 26,52 - \left[302,1 \times 0,64 + \frac{11,06 \times 0,64}{2} \right] = -170,36 \text{ Kgm}
\end{aligned}$$

Se comprueba con los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se obtienen del software:

Reacciones en los apoyos

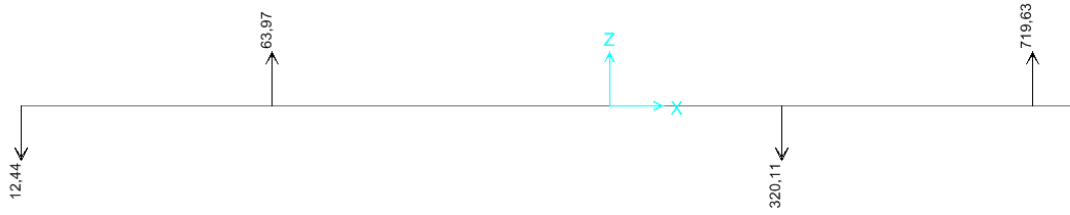


Figura 3-12 (Reacciones en los apoyos)

Fuente: [Autor]

Tabla 3-30 (Reacciones en los apoyos)

Reacciones	
Ra	-12,44 Kg
Rb	63,97 Kg
Rc	-320,11 Kg
Rd	719,63 Kg

Fuente: [Autor]

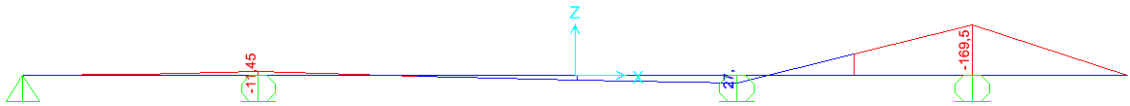


Figura 3-13 (Momento Flector)

Fuente: [Autor]

Tabla 3-31 (Momento flector)

Momentos	
Mb	-11,45 Kg·m
Mc	27 Kg·m
Md	-169,5 Kg·m

Fuente: [Autor]

El momento crítico se produce en el punto D y se lo tomará en cuenta para el resto del diseño del elevador.

3.4.6.1.1 Deflexión de la viga

La parte en voladizo de la viga será en la que se produzca la mayor deflexión, por lo tanto se analizará dicho tramo de la siguiente manera:

La deflexión para este caso lo podemos encontrar en tablas:

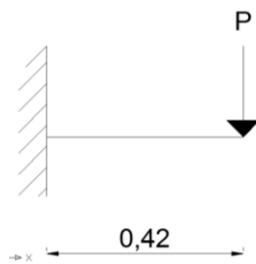


Figura 3-14 (Diagrama de carga puntual en voladizo)

Fuente: [Autor]

$$y = \frac{PL^3}{3EI} \quad \text{Ec. 3-14 [20]}$$

La deflexión para este caso lo podemos encontrar en tablas:

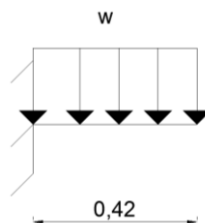


Figura 3-15 (Diagrama de carga distribuida en voladizo)

Fuente: [Autor]

$$y = \frac{WL^4}{8EI} \quad \text{Ec. 3-15 [20]}$$

La deflexión total será la suma de ambos casos:

$$y_{max} = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{WL^4}{8EI}$$

$$y_{max} = \frac{400Kg * 0,42m^3}{3 * 210Gpa * 2,12x10^{-6}m^4} + \frac{17,4 \frac{Kg}{m} * 0,42m^4}{8 * 210Gpa * 2,12x10^{-6}m^4}$$

$$y_{max} = 2,234x10^{-5}m = 0,022mm$$

Según la UNE 76-201-88 Piezas Sometidas a flexión, Apéndice II Caminos de rodadura de puentes grúa, bases específicas para su cálculo, la deflexión máxima será igual a L/750.

$$y_{max} \leq \frac{L}{750}$$

$$2,234x10^{-5}m \leq \frac{0,42m}{750}$$

$$2,234x10^{-5}m \leq 5,6x10^{-4}m$$

$$0,022m \leq 0,56mm$$

El valor calculado cumple con la norma.

3.4.6.1.2 Cálculo del momento nominal de la viga

Lb = 0,42 m = 16,54 pulg

Lb: Longitud sin soporte lateral

Se calculará Lp y Lr, para verificar en que se encuentra.

$$L_p = 1,1rt \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad \text{Ec. 3-16 [21]}$$

$$rt = \frac{bfc}{\sqrt{12 \left(\frac{ho}{d} + \frac{1}{6} aw \frac{h^2}{hod} \right)}} \quad \text{Ec. 3-17 [21]}$$

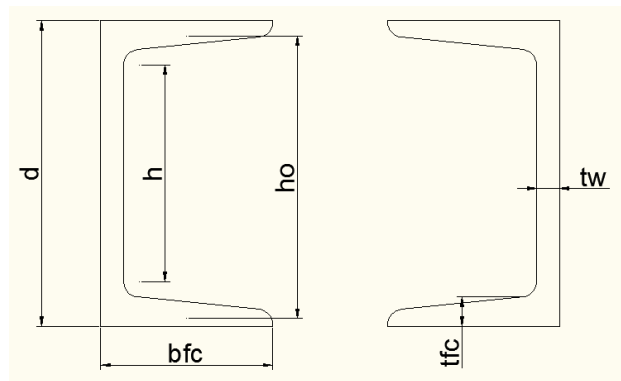


Figura 3-16 (Vigas UPN)

Fuente: [Autor]

$d = 80 \text{ mm} = 3,13 \text{ pulg}$
 $ho = 72 \text{ mm} = 2,83 \text{ pulg}$
 $h = 64 \text{ mm} = 2,52 \text{ pulg}$
 $tfc = 8 \text{ mm} = 0,314 \text{ pulg}$
 $2tw = 6 \text{ mm} = 0,47 \text{ pulg}$
 $2bfc = 45 \text{ mm} = 3,54 \text{ pulg}$

$$aw = \frac{htw}{bfc tfc} \quad \text{Ec. 3-18 [21]}$$

$$aw = 1,07 \text{ pulg}$$

$$rt = 1,01 \text{ pulg}$$

$$L_p = 31,53 \text{ pulg}$$

$$FL = 0,7 Fy = 0,7 * 39Ksi = 25,2Klb/pulg^2$$

$$Lr = 1,95rt \frac{E}{FL} \sqrt{\frac{J}{Sxxho} + \sqrt{\left(\frac{J}{Sxxho}\right)^2 + 6,76 \left(\frac{FL}{E}\right)^2}} \quad \text{Ec. 3-19 [21]}$$

$$J_{sección} = 2,51pulg^3$$

$$Sxx = 3,23pulg^3$$

$$Lr = 1679,62pulg$$

Como $L_b < L_p < L_r$ se encuentra en zona 1 como se puede apreciar en la figura:

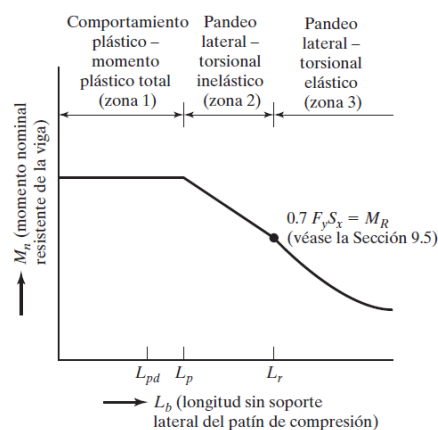


Figura 3-17 (Zonas de acuerdo a la longitud de la viga)

Fuente: [MacCormac Diseño de estructuras de acero Método ASD]

La ecuación para hallar el momento nominal de la viga por el método ASD es la siguiente:

$$Mn = \frac{Fy * Z}{1,67} \quad \text{Ec. 3-20 [21]}$$

$$Mn = 86,23 \text{ Klbpulg}$$

Transformando al sistema Internacional y comparando con el momento obtenido en el diagrama de momento flector tenemos:

$$995,56 \text{ Kgm} > 169,5 \text{ Kgm}$$

Por lo tanto la sección resiste.

3.4.6.1.3 Comprobación de la sección de la viga

Para esto se analizará si la sección es compacta o no compacta según lo establecido por la AISC; la relación ancho a espesor, b/t , de los patines no debe exceder un valor $\lambda p = 0,38 \sqrt{\frac{E}{Fy}}$. Similarmente, la h/tw de las almas de

flexocompresión tampoco debe exceder un valor $\lambda p = 3,76 \sqrt{\frac{E}{Fy}}$

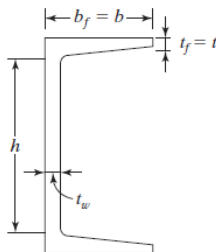


Figura 3-18 (Sección de la viga)

Fuente: [Autor]

Patín

$$\lambda = \frac{bf}{tf} < \lambda p = 0,38 \sqrt{\frac{E}{Fy}} \quad \text{Ec. 3-21 [21]}$$

$$5,71 < 10,78 \therefore \text{Patín compacto}$$

Alma

$$\lambda = \frac{h}{tw} < \lambda_p = 3,76 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad \text{Ec. 3-22 [21]}$$

$$11,79 < 106,72 \therefore \text{Alma compacta}$$

\therefore Sección Compacta

3.4.6.2 Análisis mediante pórtico

Se trabajará con la reacción máxima hallada en el punto D de la viga, y se la dividirá para 2 debido a que la sección es doble, como se muestra en la figura:

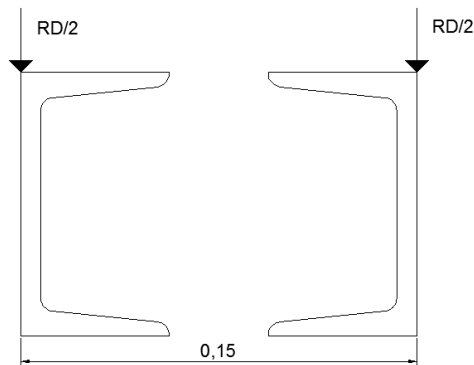


Figura 3-19 (Cargas transmitidas al pórtico)

Fuente: [Autor]

Se resolverá el pórtico tomando en cuenta dos casos, y al final se sumará para hallar las fuerzas y momentos totales.

La sección para este pórtico será tubería cañería ISO-65 Serie Liviana II de 2 pulgadas de diámetro y de 2,65 mm de espesor

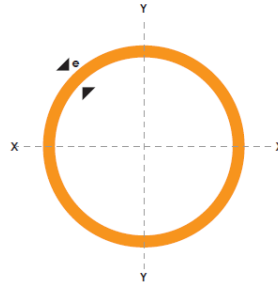


Figura 3-20 (Sección del pórtico)

Fuente: [Autor]

Datos

$$A = 4,89\text{cm}^2$$

$$r = 2,04\text{cm}$$

$$I = 20,26\text{cm}^4$$

Para calcular las reacciones y momentos se calcula:

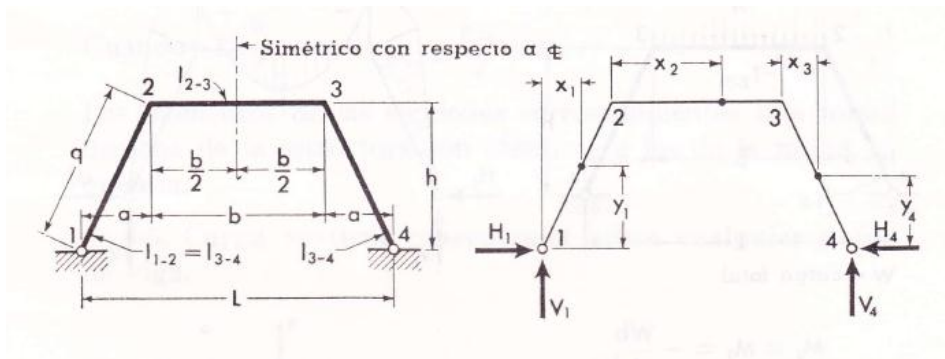


Figura 3-21 (Datos principales)

Fuente: [Leontovich Marcos y pórticos]

$$Q = 2,24 \text{ m}$$

$$L = 1,73 \text{ m}$$

$$\phi = \frac{I_{1-2} b}{I_{2-3} q} \quad \text{Ec. 3-23 [22]}$$

$$\phi = 0,27$$

$$A = 4 \left(3 + \frac{2}{\phi} \right) \quad \text{Ec. 3-24 [22]}$$

$$A = 41,63$$

$$K = \frac{6mn}{Ab} \quad \text{Ec. 3-25 [22]}$$

$$K = 0,020$$

Caso 1

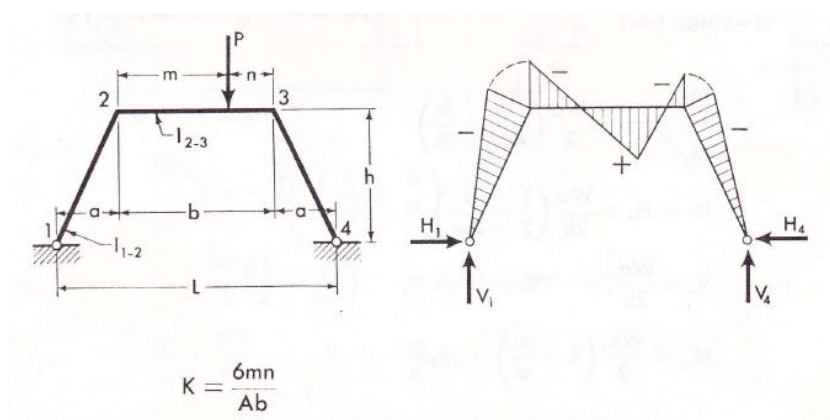


Figura 3-22 (Carga puntual sobre el pórtico caso 1)

Fuente: [Leontovich Marcos y pórticos]

$m = 0,225 \text{ m}$
 $n = 0,375 \text{ m}$
 $h = 2,17 \text{ m}$
 $a = 0,565 \text{ m}$
 $b = 0,6 \text{ m}$

$$p = 360 \text{ Kg}$$

$$M2 = M3 = -P \left[k \mp \frac{a(b-2m)}{2L} \right] \quad \text{Ec. 3-26 [22]}$$

$$M2 = 1,44 \text{ Kg}$$

$$M3 = -15,84 \text{ Kg}$$

$$H1 = H4 = \frac{P}{2h} (a + 2K) \quad \text{Ec. 3-27 [22]}$$

$$H1 = H4 = 50,18 \text{ Kg}$$

$$V1 = V4 = \frac{P}{2} \left(1 \pm \frac{b-2m}{L} \right) \quad \text{Ec. 3-28 [22]}$$

$$V1 = 195,48 \text{ Kg}$$

$$V4 = 164,52 \text{ Kg}$$

$$Mx2 = (Pn + M3) \frac{x^2}{b} + M2 \left(1 - \frac{x}{b} \right) \quad \text{Ec. 3-29 [22]}$$

$$Mx2 = 58,86 \text{ Kg}$$

Caso 2

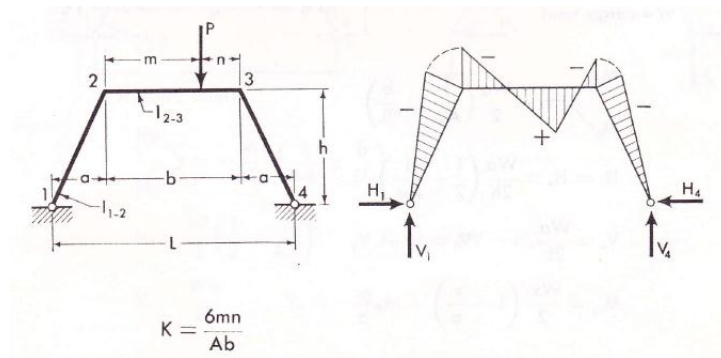


Figura 3-23 (Carga puntual sobre el pórtico caso 2)

Fuente: [Leontovich Marcos y pórticos]

$m = 0,375 \text{ m}$
 $n = 0,225 \text{ m}$
 $h = 2,17 \text{ m}$
 $a = 0,565 \text{ m}$
 $b = 0,6 \text{ m}$
 $p = 360 \text{ Kg}$

$$M2 = M3 = -P \left[k \mp \frac{a(b - 2m)}{2L} \right]$$

$$M2 = -15,84 \text{ Kg m}$$

$$M3 = +1,44 \text{ Kg m}$$

$$H1 = H4 = \frac{P}{2h} (a + 2K)$$

$$H1 = H4 = 50,18 \text{ Kg}$$

$$V1 = V4 = \frac{P}{2} \left(1 \pm \frac{b - 2m}{L} \right)$$

$$V1 = 164,52 \text{ Kg}$$

$$V4 = 195,48Kg$$

$$Mx2 = (Pn + M3) \frac{x^2}{b} + M2 \left(1 - \frac{x}{b}\right)$$

$$Mx2 = 58,86Kgm$$

Valores totales

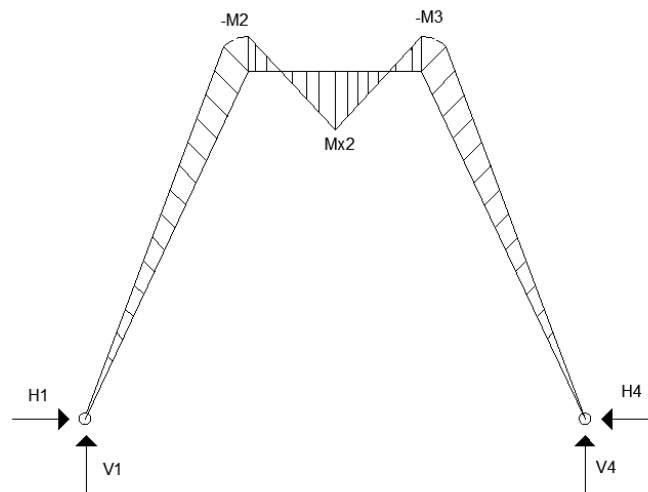


Figura 3-24 (Reacciones y momentos totales sobre el pórtico)

Fuente: [Autor]

$$V1 = 360Kg$$

$$V4 = 360Kg$$

$$H1 = 100,36Kg$$

$$H4 = 100,36Kg$$

$$M2 = -14,4Kgm$$

$$M3 = -14,4Kgm$$

$$Mx2 = 117,72Kgm$$

3.4.6.3 Viga Columna

Para analizar el miembro estructural como viga columna se halló la reacción total en el pórtico, y se tomó como empotrado y articulado para una mejor aproximación como muestra la figura, se tomará un factor de seguridad igual a 4.

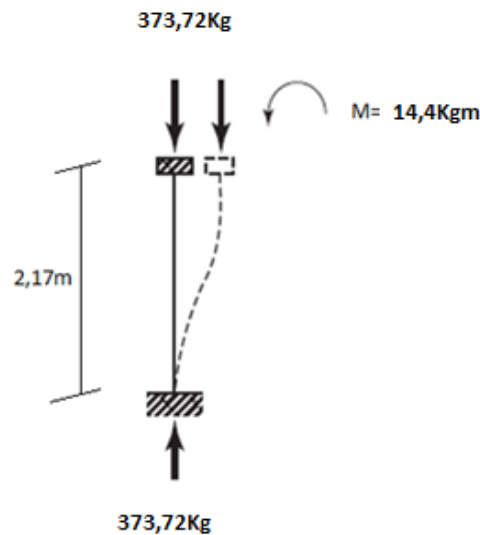


Figura 3-25 (Diagrama de la viga columna)

Fuente: [Autor]

Se tomarán en cuenta los siguientes parámetros:

- Momento flector: $M=141,12[Nm]=0,104[klb-pie]=0,416 [klb-pie]$
- Carga Axial: $N=3662,46[N]=0,822[klb]=3,288 [klb]$
- Longitud: $L=2,17 [m]=7,12[pie]$
- Viga-columna
- Marco arriostrado

- Método ASD

$$Pr = 3,288 \text{ [klb]}$$

Pr = Resistencia axial requerida del miembro

$$Pnt = Pr$$

$$Pnt = 3,288 \text{ [klb]}$$

$$Mr = 0,416 \text{ [klb-pie]}$$

Mr = Resistencia requerida a los momentos del miembro

$$Mntx = Mr$$

$$Mntx = 0,416 \text{ [klb-pie]}$$

Para un marco arriostrado $k=1$

$$KL = (1)(7,12) = 7,12 \text{ [pie]}$$

$$P_C = \frac{F_{CR} * A_g}{\Omega_c} \quad \text{Ec. 3-30 [21]}$$

Para obtener el valor de $\frac{F_{CR}}{\Omega_c}$, se halla el valor de $\frac{KL}{r}$

$$\frac{KL}{r} = \frac{1 * 7,12}{0,803/12} = 106,4$$

Con el valor calculado de KL/r , para un acero con $F_y = 35 \text{ Ksi}$ (se aproxima al F_y de la tubería tipo cañería), se ingresa a la tabla del Manual AISC.

Tabla 3-32 (Esfuerzo para miembros a compresión)

Table 4-22 (continued)
Available Critical Stress for
Compression Members

$F_y = 35\text{ksi}$			$F_y = 36\text{ksi}$			$F_y = 42\text{ksi}$			$F_y = 46\text{ksi}$			$F_y = 50\text{ksi}$		
$\frac{Kl}{r}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c}$	$\phi_c F_{cr}$	$\frac{Kl}{r}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c}$	$\phi_c F_{cr}$	$\frac{Kl}{r}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c}$	$\phi_c F_{cr}$	$\frac{Kl}{r}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c}$	$\phi_c F_{cr}$	$\frac{Kl}{r}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c}$	$\phi_c F_{cr}$
	ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi
	ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD
81	15.0	22.5	81	15.3	22.9	81	16.8	25.3	81	17.7	26.6	81	18.5	27.9
82	14.9	22.3	82	15.1	22.7	82	16.6	25.0	82	17.5	26.3	82	18.3	27.5
83	14.7	22.1	83	15.0	22.5	83	16.5	24.8	83	17.3	26.0	83	18.1	27.2
84	14.6	22.0	84	14.9	22.3	84	16.3	24.5	84	17.1	25.8	84	17.9	26.9
85	14.5	21.8	85	14.7	22.1	85	16.1	24.3	85	16.9	25.5	85	17.7	26.5
86	14.4	21.6	86	14.6	22.0	86	16.0	24.0	86	16.7	25.2	86	17.4	26.2
87	14.2	21.4	87	14.5	21.8	87	15.8	23.7	87	16.6	24.9	87	17.2	25.9
88	14.1	21.2	88	14.3	21.6	88	15.6	23.5	88	16.4	24.6	88	17.0	25.5
89	14.0	21.0	89	14.2	21.4	89	15.5	23.2	89	16.2	24.3	89	16.8	25.2
90	13.8	20.8	90	14.1	21.2	90	15.3	23.0	90	16.0	24.0	90	16.6	24.9
91	13.7	20.6	91	13.9	21.0	91	15.1	22.7	91	15.8	23.7	91	16.3	24.6
92	13.6	20.4	92	13.8	20.8	92	15.0	22.5	92	15.6	23.4	92	16.1	24.2
93	13.5	20.2	93	13.7	20.5	93	14.8	22.2	93	15.4	23.1	93	15.9	23.9
94	13.3	20.0	94	13.5	20.3	94	14.6	22.0	94	15.2	22.8	94	15.7	23.6
95	13.2	19.9	95	13.4	20.1	95	14.4	21.7	95	15.0	22.6	95	15.5	23.3
96	13.1	19.7	96	13.3	19.9	96	14.3	21.5	96	14.8	22.3	96	15.3	22.9
97	13.0	19.5	97	13.1	19.7	97	14.1	21.2	97	14.6	22.0	97	15.0	22.6
98	12.8	19.3	98	13.0	19.5	98	13.9	21.0	98	14.4	21.7	98	14.8	22.3
99	12.7	19.1	99	12.9	19.3	99	13.8	20.7	99	14.2	21.4	99	14.6	22.0
100	12.6	18.9	100	12.7	19.1	100	13.6	20.5	100	14.1	21.1	100	14.4	21.7
101	12.4	18.7	101	12.6	18.9	101	13.4	20.2	101	13.9	20.8	101	14.2	21.3
102	12.3	18.5	102	12.5	18.7	102	13.3	20.0	102	13.7	20.6	102	14.0	21.0
103	12.2	18.3	103	12.3	18.5	103	13.1	19.7	103	13.5	20.3	103	13.8	20.7
104	12.1	18.1	104	12.2	18.3	104	12.9	19.5	104	13.3	20.0	104	13.6	20.4
105	11.9	17.9	105	12.1	18.1	105	12.8	19.2	105	13.1	19.7	105	13.4	20.1
106	11.8	17.7	106	11.9	17.9	106	12.6	19.0	106	12.9	19.4	106	13.2	19.8
107	11.7	17.5	107	11.8	17.7	107	12.4	18.7	107	12.8	19.2	107	13.0	19.5
108	11.5	17.3	108	11.7	17.5	108	12.3	18.5	108	12.6	18.9	108	12.8	19.2
109	11.4	17.2	109	11.5	17.3	109	12.1	18.2	109	12.4	18.6	109	12.6	18.9

Fuente: [AISC Steel Construction Manual 13th edition]

$$\frac{F_{cR}}{\Omega_c} = 11,8[\text{ksi}]$$

$$P_c = \frac{F_{cR} * A_g}{\Omega_c} = 11,8 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2} * 0,757 \text{plg}^2 = 8,93[\text{klb}]$$

$$Pr = Pnt + \beta_2 Plt$$

$\beta_2 = 0$, porque no existe ladoe

$$Pr = 3,288[klb]$$

$$\frac{Pr}{Pc} = \frac{3,288}{8,93} = 0,37$$

Como $\frac{Pr}{Pc} > 0,2$

En la sección H1 de la Especificación AISC Sección 11.3 a 11.9, se especifica el empleo de la siguiente ecuación:

$$\frac{Pr}{Pc} + \frac{8}{9} \left(\frac{M_{rx}}{M_{cx}} + \frac{M_{ry}}{M_{cy}} \right) \leq 1 \quad \text{Ec. 3-31 [21]}$$

Donde:

Pr = Resistencia axial requerida del miembro

Pc = Resistencia axial del miembro

M_r = Resistencia requerida a los momentos del miembro

M_c = Resistencia del miembro a los momentos

Calculando los factores P_{e1x} y C_{mx}

$$P_{e1x} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 * 29000 * 0,486}{(1 * 12 * 7,12)^2} = 19,05[klb]$$

$$C_{mx} = 1$$

Para el factor B₁

$$B_1 = \frac{C_m}{1 - \alpha \frac{Pr}{P_{e1}}}$$

$$B_1 = \frac{1}{1 - 1,6 \frac{3,28}{19,05}} = 1,38$$

$$M_{rx} = B_1 * M_{ntx}$$

$$M_{rx} = 1,38 * 0,416 = 0,574[klb - pie]$$

M_{cx} para una tubería de 2" de diámetro con $F_y = 35$ Ksi, se ingresa a la tabla del Manual AISC.

Tabla 3-33 (Momento flector para viga-columna)

Shape	ASD	LRFD	Shape	ASD	LRFD
Pipe 3 XX-Strong	8.55	12.8	Pipe 1 1/4 X-Strong	0.686	1.03
Pipe 3 X-Strong	5.08	7.64	Pipe 1 1/4 Std	0.533	0.801
Pipe 3 Std	3.83	5.75	Pipe 1 X-Strong	0.385	0.579
Pipe 2 1/2 XX-Strong	5.08	7.64	Pipe 1 Std	0.308	0.463
Pipe 2 1/2 X-Strong	3.09	4.64	Pipe 3/4 X-Strong	0.207	0.311
Pipe 2 1/2 Std	2.39	3.59	Pipe 3/4 Std	0.164	0.247
Pipe 2 XX-Strong	2.79	4.19	Pipe 1/2 X-Strong	0.120	0.180
Pipe 2 X-Strong	1.68	2.53	Pipe 1/2 Std	0.0969	0.146
Pipe 2 Std	1.25	1.87			
Pipe 1 1/2 X-Strong	0.958	1.44			
Pipe 1 1/2 Std	0.736	1.11			

Fuente: [AISC Steel Construction Manual 13th edition]

$$M_{cx} = \frac{M_{nx}}{\Omega_b} = 1,25$$

Reemplazando los valores hallados en la Ecuación H1-1a del AISC, como no existen momentos respecto al eje y, el valor que se obtiene es de:

$$\frac{3,288}{8,93} + \left(\frac{8}{9}\right) \left(\frac{0,574}{1,25}\right) \leq 1$$

$$0,78 \leq 1$$

3.4.6.4 Verificación de refuerzos

Se colocaran ángulos de 2" por 1/4" a lo largo de la viga carrilera, y se colocara una placa de 5" por 1/4" en la mitad de los ángulos.

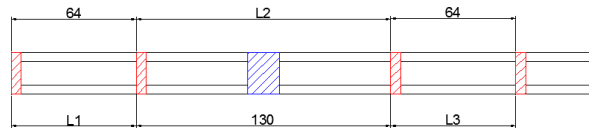


Figura 3-26 (Ubicación de refuerzos)

Fuente: [Autor]

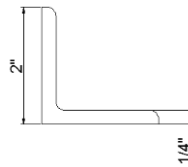


Figura 3-27 (Medidas ángulo refuerzo)

Fuente: [Autor]

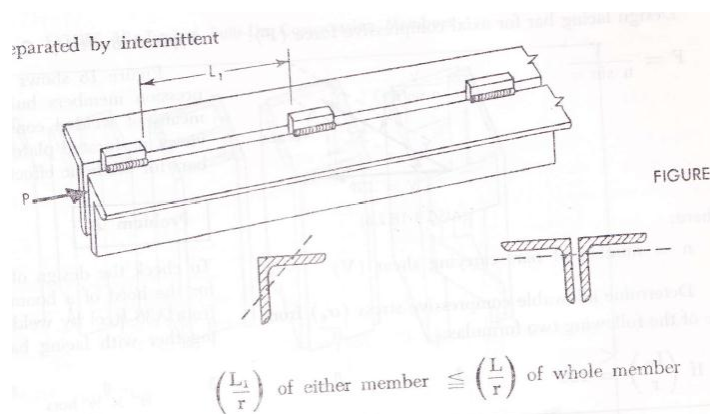


Figura 3-28 (Longitudes entre refuerzos)

Fuente: [Blodgett Design of welded structures]

Según el libro Diseño de Estructuras Soldadas, los refuerzos o ángulos deberán cumplir con el siguiente parámetro:

$$\left(\frac{L1}{r}\right)_{1UPN} \leq \left(\frac{LT}{r}\right)_{2UPN} [24]$$

Para el primer tramo:

$$\left(\frac{L1}{r}\right)_{1UPN} \leq \left(\frac{LT}{r}\right)_{2UPN}$$

$$\left(\frac{0,64m}{0,031m}\right)_{1UPN} \leq \left(\frac{3m}{0,062m}\right)_{2UPN}$$

$$20,64 \leq 48,39$$

Para el segundo tramo:

$$\left(\frac{L2}{r}\right)_{1UPN} \leq \left(\frac{LT}{r}\right)_{2UPN}$$

$$41,94 \leq 48,39$$

Para el tercer tramo:

$$\left(\frac{L3}{r}\right)_{1UPN} \leq \left(\frac{LT}{r}\right)_{2UPN}$$

$$20,64 \leq 48,39$$

Por lo tanto todos los refuerzos están bien ubicados.

Placa de refuerzo en la mitad de la viga

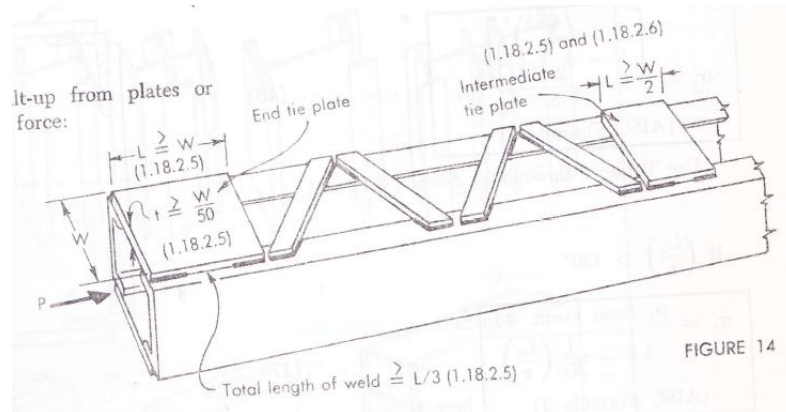


Figura 3-29 (Dimensiones para placas)

Fuente: [Blodgett Design of welded structures]

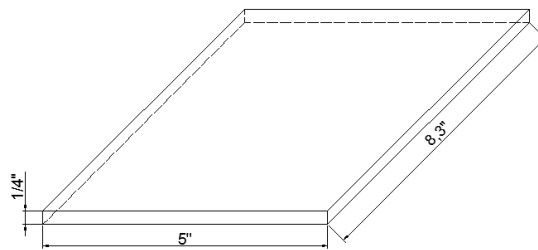


Figura 3-30 (Placa central)

Fuente: [Autor]

La placa deberá cumplir los siguientes parámetros:

$$L \geq \frac{W}{2}, t \geq \frac{W}{50} [24]$$

$$5\text{pulg} \geq \frac{9,5\text{pulg}}{2} \text{ y } 0,25\text{pulg} \geq \frac{0,25\text{pulg}}{50}$$

$$5\text{pulg} \geq 4,72\text{pulg} \text{ y } 0,25\text{pulg} \geq 0,005\text{pulg}$$

Por lo tanto las medidas de la placa son adecuadas.

Además el cordón de soldadura de la placa deberá ser por lo menos L/3 (1,66 pulg).

Siguiendo con las mismas recomendaciones se colocará una placa en la parte frontal de la viga como se muestra en la figura, para evitar la apertura de la misma, tomándose las consideraciones mencionadas en la parte de arriba.

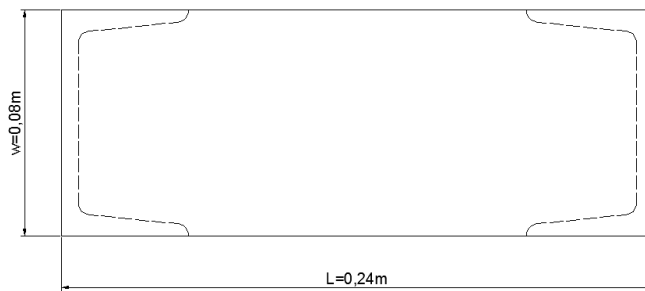


Figura 3-31 (Placa lateral)

Fuente: [Autor]

La placa deberá cumplir los siguientes parámetros:

$$L \geq \frac{W}{2}, t \geq \frac{W}{50} [24]$$

$$0,24m \geq \frac{0,08m}{2} \text{ y } 0,00635m \geq \frac{0,08m}{50}$$

$$0,24 \geq 0,04m \text{ y } 0,00635m \geq 0,0016m$$

Por lo tanto las medidas de la placa son adecuadas.

Además el cordón de soldadura de la placa deberá ser por lo menos L/3 (0,07 m).

3.4.6.5 Base del pórtico

La base del pórtico se realizará con tubo estructural rectangular de 40 x 60 x 2 mm, en acero ASTM A500. $S_y = 33$ Kpsi y $S_{ut} = 45$ Kpsi.

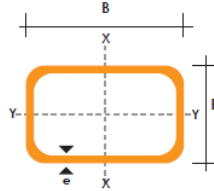


Figura 3-32 (Sección de la base del pórtico)

Fuente: [Autor]

Datos:

$$\begin{aligned} A &= 3,74 \text{ cm}^2 \\ r_x &= 2,22 \text{ cm} \\ r_y &= 1,62 \text{ cm} \\ I_{xx} &= 18,08 \text{ cm}^4 \\ I_{yy} &= 9,81 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

El tubo estará sometido a tensión, y las fuerzas que actuarán sobre el mismo serán las halladas en el cálculo del pórtico.



Figura 3-33 (Reacciones sobre la base del pórtico)

Fuente: [Autor]

La relación de esbeltez para miembros sometidos a tensión debe ser menor o igual a 200 según la ASD.

$$\frac{L}{r} \leq 200$$

Transformando las unidades al sistema inglés, y ocupando el radio de giro mínimo se tiene:

$$\frac{68,11pulg}{0,63pulg} \leq 200$$

$$108,11 \leq 200$$

El área requerida para una carga particular puede calcularse con la siguiente expresión:

$$AD = \frac{T}{0,33Fu} \quad \text{Ec. 3-32 [23]}$$

$$T = AD * 0,33Fu$$

$$T = 8,59Klb > 0,22Klb(100,2Kg)$$

Por la tanto la sección resiste.

Ahora se comprobará la fluencia del material.

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3-33 [20]}$$

$$\sigma_y = 0,38Kpsi$$

Para miembros sometidos a tensión se debe verificar que:

$$\sigma_y \leq 0,6 Fy$$

$$0,38Kpsi \leq 0,6 (33Kpsi)$$

$$0,38Kpsi < 19,8Kpsi$$

Por lo tanto la sección es adecuada.

3.4.6.6 Parte superior del pórtico

Se verificará el momento nominal de la parte superior del pórtico, tomando en cuenta que es la misma sección de 2" de diámetro. $S_y = 30 Kpsi$.

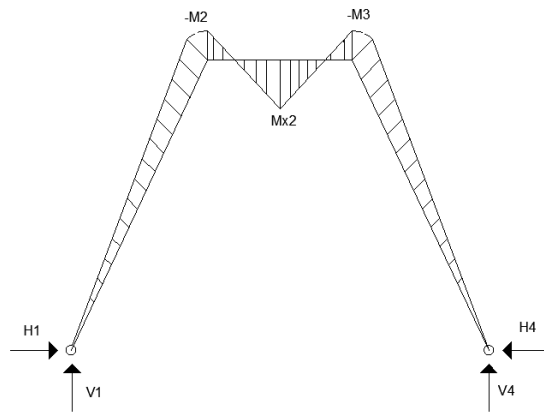


Figura 3-34 (Esquema de la parte superior del pórtico)

Fuente: [Autor]

Como el momento $Mx2$ es mayor que $M2$ y $M3$, se realizarán los cálculos con el mismo.

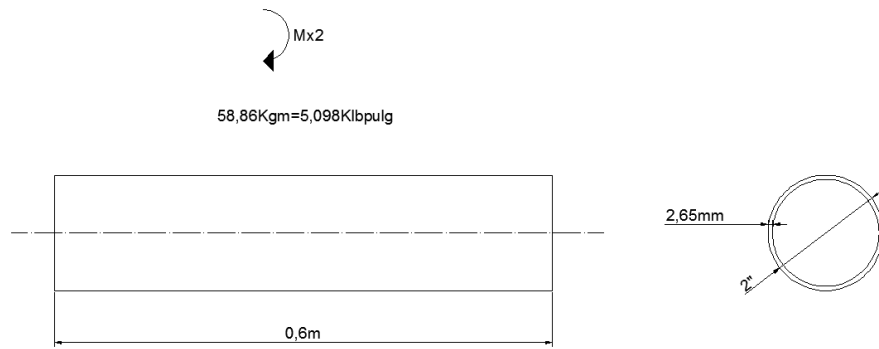


Figura 3-35 (Momento sobre la parte superior del pórtico)

Fuente: [Autor]

Se comprueba el momento nominal del pórtico, como se encuentra en la zona 1 se aplica la siguiente ecuación:

$$M_n = \frac{F_y Z}{\Omega}$$

Ω es 1,67 para el método ASD.

$$M_n = 5,38Klbpulg$$

$$5,38Klbpulg > 5,098Klbpulg$$

La sección resiste.

3.4.6.7 Refuerzos del pórtico

Se colocaran dos refuerzos para cada uno de los dos pórticos empleados en la estructura. Tomando el valor crítico a la mayor reacción hallada en el cálculo de la viga.

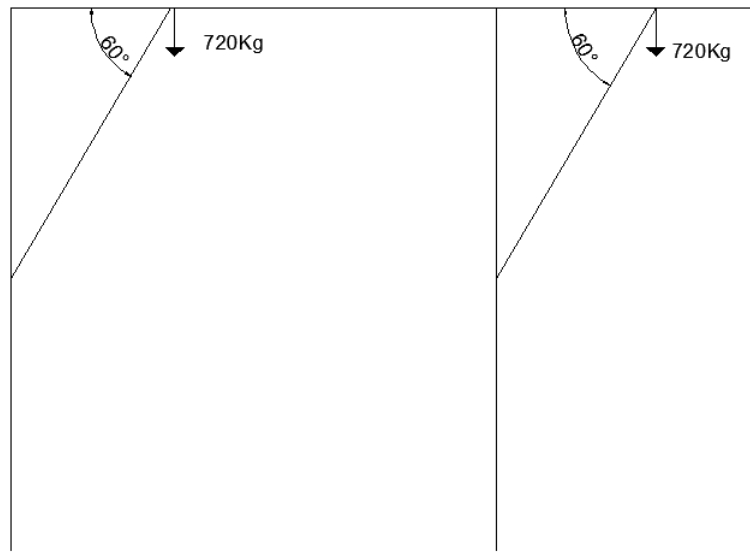


Figura 3-36 (Esquema de los refuerzo de la estructura)

Fuente: [Autor]

Hallamos la reacción aplicada al elemento:

$$F = \frac{\cos 60^\circ}{720Kg}$$

$$F = 1440Kg$$

El perfil empleado en este tipo de refuerzo es tubo de cañería de 1 1/4" ISO 65 Serie Liviana II. $S_y = 30$ Kpsi.

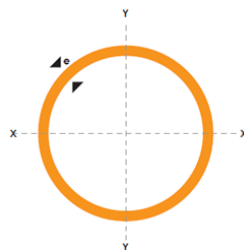


Figura 3-37 (Sección del refuerzo del pórtico)

Fuente: [Autor]

Datos

$$A = 3,13 \text{ cm}^2$$

$$r = 1,41 \text{ cm}$$

$$I = 6,24 \text{ cm}^4$$

El elemento quedará sometido a compresión como lo indica la figura:

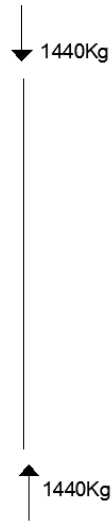


Figura 3-38 (Fuerzas sobre el refuerzo del pórtico)

Fuente: [Autor]

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

$$\sigma_y = \frac{3,175Klb}{0,485pulg^2} = 6,54Kpsi$$

Para miembros sometidos a compresión se debe verificar que:

$$\sigma_y \leq 0,577 Fy[20]$$

$$6,54Kpsi < 17,31Kpsi$$

3.4.6.8 Uniones Soldadas de la estructura

Ángulos soldados a la viga carrilera.

Para las soldaduras se ocupará electrodo 6011 ($S_y = 50$ Kpsi) [20]

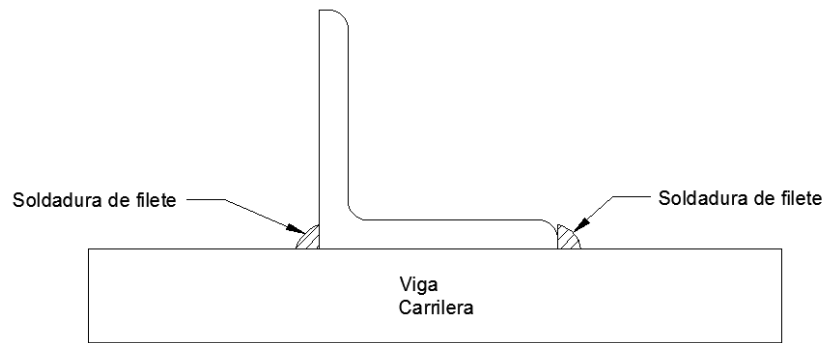


Figura 3-39 (Esquema de la soldadura)

Fuente: [Autor]

Para soldaduras a filete, se tiene la siguiente tabla:

Tabla 13-2 TAMAÑOS MÍNIMOS DE SOLDADURAS DE FILETE	
Espesor del material de la parte unida con mayor espesor (plg)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete ^a (plg)
Hasta 1/4 inclusive	1/8
Mayor de 1/4, hasta 1/2 inclusive	3/16
Mayor de 1/2, hasta 3/4 inclusive	1/4
Mayor de 3/4	5/16

Fuente: American Institute of Steel Construction, *Manual of Steel Construction Allowable Stress Design*, novena edición (Chicago: AISC, 1989), tabla J2.4, pág. 5-67. Reimpreso con autorización del AISC.
^a Dimensión del lado de los filetes. Se deben usar soldaduras de paso sencillo.

Figura 3-40 (Tamaños mínimos de soldadura de filete)

Fuente: [MacCormac Diseño de estructuras de acero Método ASD]

Según la tabla, para espesores de hasta 1/4" los lados de la soldadura de filete deben ser de 1/8".

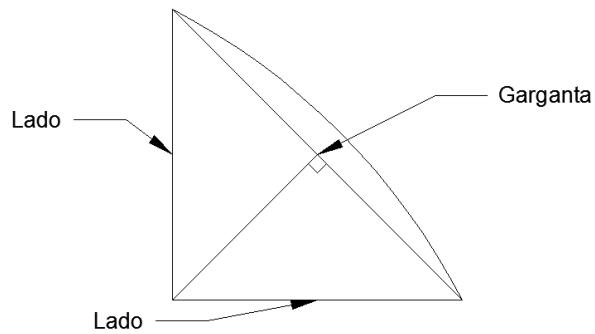


Figura 3-41 (Partes soldadura filete)

Fuente: [Autor]

Por lo tanto la longitud de la garganta será igual a:

$$L_{garganta} = \frac{0,125pulg}{\tan 45^\circ}$$

$$L_{garganta} = 0,125pulg$$

El cordón de soldadura se realizará en la parte delantera y posterior del patín superior en ambos lados de la viga, por lo tanto la longitud del cordón de soldadura será de 45mm.

$$A = 2(L_{gar} \times L_{cordón}) \quad \text{Ec. 3-34}$$

$$A = 2(0,125pulg * 1,77pulg)$$

$$A = 0,44pulg^2$$

El estado crítico de la soldadura se producirá cuando la carga y el mecanismo de elevación se encuentren sobre los ángulos, por lo tanto la carga máxima será de 200 Kg (debido a la sección compuesta). Se empleará un factor de seguridad de 3 para las soldaduras.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3-35 [20]}$$

$$\tau = 3Kpsi$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)Electrodo$$

$$\tau < 0,3(50Kpsi)$$

$$3Kpsi < 15 Kpsi$$

Por lo tanto la soldadura resiste.

Ángulos soldados al pórtico

Los ángulos serán soldados a la parte superior del pórtico, mediante soldadura de filete. El estado crítico será cuando la carga y el mecanismo de elevación (400 Kg) estén sobre los ángulos (factor de seguridad igual a 3). Utilizando la tabla descrita en la parte superior, para espesores de hasta 1/4" los lados de la soldadura de filete deben ser de 1/8"

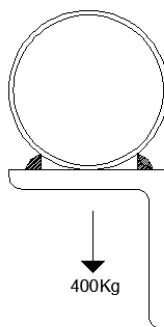


Figura 3-42 (Esquema de la soldadura superior del pórtico)

Fuente: [Autor]

$$L_{garganta} = 0,125\text{pulg}$$

El cordón de soldadura se realizará en la parte delantera y posterior del ángulo, por lo tanto la longitud del cordón de soldadura será de 210mm.

$$A = 2(L_{gar} \times L_{cordón})$$

$$A = 2(0,125\text{pulg} * 8,27\text{pulg})$$

$$A = 2,07\text{pulg}^2$$

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

$$\tau = \frac{0,882\text{Klb}}{2,07\text{pulg}^2}$$

$$\tau = 1,27\text{Kpsi}$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)\text{Electrodo}$$

$$\tau < 0,3(50\text{Kpsi})$$

$$1,27\text{Kpsi} < 15\text{Kpsi}$$

Soldadura en la base del pórtico

La base del pórtico estará sometida a la reacción horizontal calculada en la base del pórtico, se aplicará soldadura de filete utilizando la tabla descrita en la parte

superior, para espesores de hasta 1/4" los lados de la soldadura de filete deben ser de 1/8".

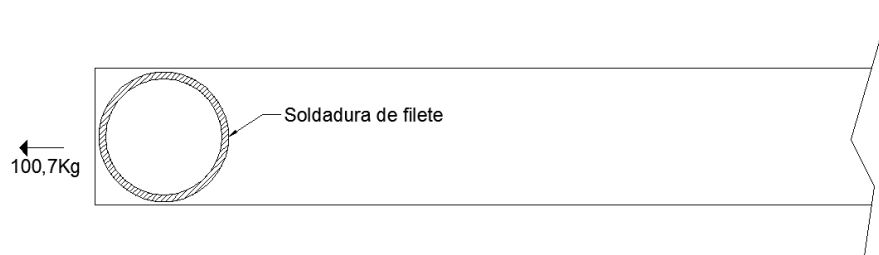


Figura 3-43 (Soldadura de la base del pórtico)

Fuente: [Autor]

$$L_{garganta} = 0,125\text{pulg}$$

El cordón de soldadura se realizará en el perímetro del pórtico, por lo tanto el área de soldadura queda de la siguiente manera:

$$A = 2\pi r(L_{gar})$$

$$A = 2(\pi * 1\text{pulg} * 0,125\text{pulg})$$

$$A = 0,79\text{pulg}^2$$

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

$$\sigma = \frac{0,66\text{Klb}}{0,79\text{pulg}^2}$$

$$\sigma = 0,83\text{Kpsi}$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a tensión es igual al del metal base:

$$\sigma < Sy_{Metal Base}$$

$$\sigma < 33Kpsi$$

$$0,83Kpsi < 33 Kpsi$$

Nervio Soldado al pórtico

Se soldarán unas pletinas a la mitad del pórtico, para que los soportes puedan rotar y sean plegables. Se utilizará pletina de 1 ½" x ¼" x 5 cm de longitud. El nervio estará sometido a la reacción resultante hallada en el refuerzo del pórtico (1440 Kg), se aplicará soldadura de filete utilizando la tabla descrita en la parte superior, para espesores de hasta ¼" los lados de la soldadura de filete deben ser de 1/8".

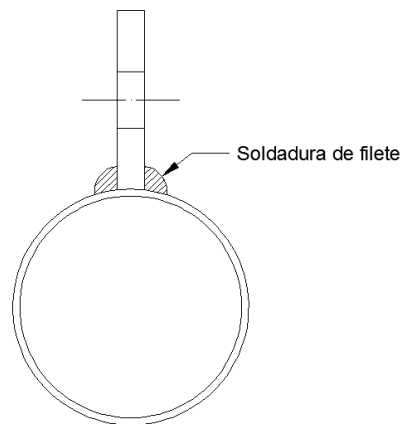


Figura 3-44 (Soldadura del nervio)

Fuente: [Autor]

$$L_{garganta} = 0,125pulg$$

Se realizarán dos cordones de soldadura, por lo tanto el área de soldadura queda de la siguiente manera:

$$A = 2(L_{gar} \times L_{cordón})$$

$$A = 2(0,125\text{pulg} * 1,5\text{pulg})$$

$$A = 0,375\text{pulg}^2$$

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

$$\tau = \frac{3,175\text{Klb}}{0,375\text{pulg}^2}$$

$$\tau = 8,46\text{Ksi}$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)\text{Electrodo}$$

$$\tau < 0,3(60\text{Kpsi})$$

$$8,46\text{Kpsi} < 18\text{Kpsi}$$

3.4.6.9 Uniones empernadas

Para este caso, la carga crítica a la que serán sometidos los pernos en los ángulos (2 pernos por ángulo) será como se muestra en la figura:

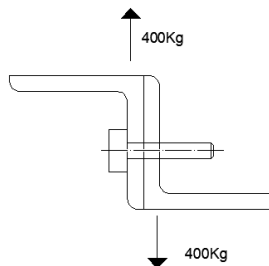


Figura 3-45 (Pernos en los refuerzos)

Fuente: [Autor]

Los pernos empleados serán de ½ ” SAE grado 1 con una resistencia de prueba mínima de 33 Kpsi. Como son dos pernos la fuerza que se ejerce será dividida para 2; se empleará un factor de seguridad de 3.

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

$$\tau = \frac{0,882Klb}{\pi * 0,25pulg^2}$$

$$\tau = 6,74 Kpsi < 33Kpsi$$

El refuerzo del pórtico irá empernado mediante una placa soldada como se ilustra en la figura:

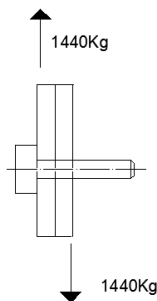


Figura 3-46 (Pernos en los refuerzos del pórtico)

Fuente: [Autor]

Los pernos empleados serán de ½” SAE grado 1 con una resistencia de prueba mínima de 33 Kpsi. Se empleará un factor de seguridad igual a 2.

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

$$\tau = \frac{3,175Klb}{\pi * 0,25pulg^2}$$

$$\tau = 32,34 Kpsi < 33Kpsi$$

3.4.7 ANÁLISIS CINEMÁTICO

La velocidad angular con la que se trabajará en el motor será aproximadamente de 2500 rpm, de acuerdo a la gráfica de potencia del motor estaremos empleando 9 hp como se muestra en la figura:

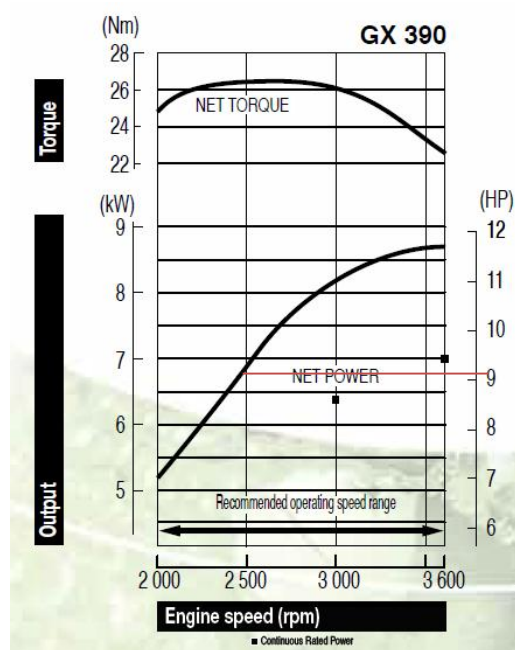


Figura 3-47 (Potencia nominal del motor)

Fuente: [GX 390 Horizontal shaft gasoline (petrol) engine]

Tomando la velocidad de 0,7 m/s (recomendada) para elevar carga se realizará el cálculo de la velocidad angular a la cual el tambor deberá girar:

$$\omega = \frac{v_t}{r} \quad \text{Ec. 3-36 [20]}$$

Dónde:

w: velocidad angular [rad/s]

vt: velocidad tangencial [m/s]

r: radio [m]

El diámetro del tambor elegido será de 0,125 m, por lo tanto:

$$\omega = 11,2 \frac{rad}{s} = 106,95rpm$$

Relación de transmisión

Para obtener la velocidad calculada se deberá tener una relación de transmisión igual a 4,8. Por lo tanto las poleas empleadas serán de 2,5 pulgadas para la salida del motor y de 12 pulgadas al eje conectado a los rodillos como se muestra en la figura:

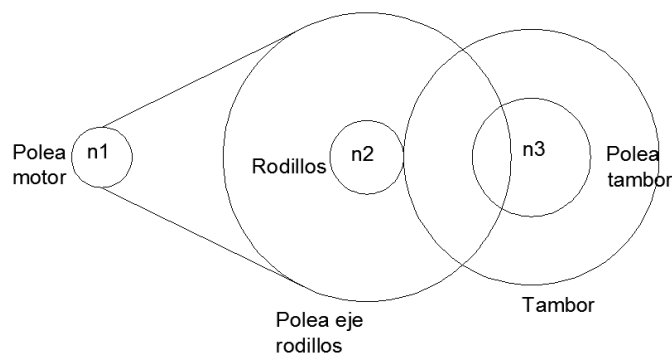


Figura 3-48 (Esquema relación de transmisión)

Fuente: [Autor]

La velocidad de entrada es de 2500 rpm, la de salida es igual a:

$$\frac{n2}{n1} = \frac{\phi1}{\phi2} \quad \text{Ec. 3-37 [20]}$$

Por lo que la polea conectada al eje de rodillos girará a:

$$n2 = 520rpm$$

El diámetro empleado para el rodillo será de 78mm, y se verifica que estemos dentro del rango de rpm del tambor:

$$\frac{n3}{n2} = \frac{\phi2}{\phi3}$$

$$n3 = 150rpm$$

La velocidad angular que se logra con la relación de transmisión es de 150 rpm, aproximándose a las 106.95 rpm con las que debería girar el tambor.

3.4.8 DISEÑO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN

3.4.8.1 Selección de Bandas

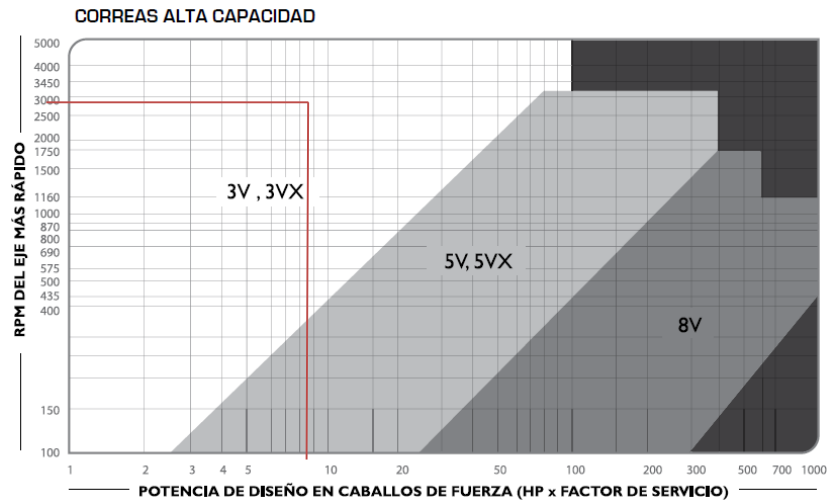
Tabla 3-34 (Datos de entrada para la selección de banda)

Datos de entrada	
Potencial Nominal	9hp
Revoluciones de entrada	2500
Revoluciones de salida	520
Relación de velocidades	4.8

Fuente: [Autor]

Con estos datos se selecciona el tipo de banda:

Tabla 3-35 (Tipo de correa)



Fuente: [Intermitec Poleas en V]

Se colocará una banda 3VX, debido a la alta capacidad de transmisión de potencia por banda.

Se calcula la distancia entre centros C:

$$C = 1,5(D + d) \quad \text{Ec. 3-38 [25]}$$

$$C = 21,75 \text{pulgadas}$$

Dónde:

D: diámetro polea conducida

D: diámetro polea conductora

Longitud de paso:

$$L_p = 2C + \pi \frac{(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Ec. 3-39 [20]}$$

$$L_p = 67,03 \text{pulgadas}$$

Velocidad periférica:

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ec. 3-40 [20]}$$

$$V = 1636,25 \text{pies/min}$$

Dónde:

V: velocidad periférica

D: diámetro polea conductora

n:rpm

Ángulo de contacto:

$$\phi_d = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Ec. 3-41 [20]}$$

$$\phi_d = 2,701 \text{rad}$$

$$\exp(f \phi) = 3,98$$

Partiendo de la ecuación:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad \text{Ec. 3-42 [20]}$$

Dónde:

Hd: potencia de diseño

Hnom: potencia nominal

Ks: factor de servicio

Nd: factor de seguridad

Tabla 3-36 (Factor de servicio)

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradores Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3

Fuente: [Intermitec Poleas en V]

Se trabaja con un factor de servicio igual a 1.2 y un factor de seguridad igual a 1.

Por lo tanto la potencia de diseño es igual a:

$$Hd = 10,8 Hp$$

Se calcula la potencia permitida por banda:

$$Ha = K_1 K_2 H_{tab} \quad \text{Ec. 3-43 [20]}$$

Dónde:

Ha: potencia permitida por banda

K1=factor de corrección del ángulo de cobertura

K2=factor de corrección de longitud de la banda

Con la distancia entre centros C determinamos el factor de corrección de ángulo de cobertura K1:

Tabla 3-37 (Factor de corrección de ángulo)

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna W en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$K1=0,937$$

Como Lp es igual a 67,03 pulgadas nuestra banda será una 3VX670 con K2 igual a 1,01 como se muestra en la tabla:

Tabla 3-38 (Factor de corrección de longitud de la banda)

COEFFICIENT OF BELT LENGTH						Table 5	
3V,3VX			5V,5VX			8V	
V-Belt Number	V-Belt Number	Correction Factor	V-Belt Number	V-Belt Number	Correction Factor	V-Belt Number	Correction Factor
3V250	3VX250	0.83	5V500	5VX500	0.86	8V1000	0.87
3V265	3VX265	0.84	5V530	5VX530	0.86	8V1060	0.88
3V280	3VX280	0.85	5V560	5VX560	0.87	8V1120	0.88
3V300	3VX300	0.86	5V600	5VX600	0.88	8V1180	0.89
3V315	3VX315	0.87	5V630	5VX630	0.89	8V1250	0.90
3V335	3VX335	0.88	5V670	5VX670	0.90	8V1320	0.91
3V355	3VX355	0.89	5V710	5VX710	0.91	8V1400	0.92
3V375	3VX375	0.90	5V750	5VX750	0.92	8V1500	0.93
3V400	3VX400	0.92	5V800	5VX800	0.93	8V1600	0.94
3V425	3VX425	0.93	5V850	5VX850	0.94	8V1700	0.94
3V450	3VX450	0.94	5V900	5VX900	0.95	8V1800	0.95
3V475	3VX475	0.95	5V950	5VX950	0.96	8V1900	0.96
3V500	3VX500	0.96	5V1000	5VX1000	0.96	8V2000	0.97
3V530	3VX530	0.97	5V1060	5VX1060	0.97	8V2120	0.98
3V560	3VX560	0.98	5V1120	5VX1120	0.98	8V2240	0.98
3V600	3VX600	0.99	5V1180	5VX1180	0.99	8V2360	0.99
3V630	3VX630	1.00	5V1250	5VX1250	1.00	8V2500	1.00
3V670	3VX670	1.01	5V1320	5VX1320	1.01	8V2650	1.01

Fuente: [Intermitec Poleas en V]

La potencia permitida por banda será igual a 2,53 como se muestra en la tabla:

Tabla 3-39 (Capacidad de transmisión)

CORREAS TIPO 3VX		TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)									
RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										
	56	60	65	67	70	75	80	85	90	105	
100	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,22	0,23	0,26	0,29	0,35	
200	0,22	0,26	0,29	0,33	0,35	0,41	0,44	0,48	0,55	0,65	
300	0,31	0,37	0,42	0,47	0,52	0,58	0,63	0,70	0,80	0,95	
400	0,40	0,47	0,54	0,60	0,67	0,75	0,82	0,91	1,03	1,24	
500	0,49	0,57	0,65	0,73	0,81	0,92	1,00	1,10	1,27	1,50	
675	0,55	0,64	0,73	0,83	0,92	1,04	1,13	1,25	1,43	1,72	
800	0,57	0,66	0,76	0,86	0,95	1,08	1,18	1,30	1,50	1,78	
890	0,64	0,75	0,86	0,97	1,08	1,22	1,33	1,48	1,69	2,02	
700	0,65	0,76	0,87	0,98	1,10	1,24	1,35	1,50	1,70	2,05	
725	0,66	0,78	0,90	1,00	1,13	1,28	1,40	1,54	1,77	2,12	
800	0,72	0,85	0,98	1,10	1,23	1,40	1,52	1,68	1,93	2,30	
870	0,77	0,91	1,05	1,18	1,32	1,50	1,63	1,80	2,08	2,50	
900	0,80	0,94	1,08	1,22	1,36	1,54	1,68	1,87	2,14	2,57	
950	0,83	0,98	1,13	1,28	1,42	1,62	1,77	1,96	2,25	2,70	
1000	0,87	1,02	1,18	1,34	1,50	1,70	1,85	2,05	2,35	2,82	
1100	0,94	1,10	1,28	1,45	1,62	1,84	2,00	2,23	2,56	3,07	
1150	0,96	1,16	1,34	1,52	1,69	1,93	2,10	2,34	2,68	3,22	
1200	1,00	1,20	1,38	1,56	1,74	2,00	2,17	2,40	2,76	3,32	
1300	1,05	1,28	1,47	1,67	1,87	2,13	2,32	2,58	2,97	3,56	
1400	1,14	1,36	1,57	1,78	2,00	2,27	2,46	2,75	3,17	3,80	
1425	1,16	1,38	1,60	1,80	2,02	2,30	2,52	2,80	3,22	3,86	
1500	1,20	1,44	1,66	1,86	2,10	2,40	2,63	2,93	3,36	4,04	
1600	1,27	1,52	1,76	2,00	2,23	2,55	2,78	3,10	3,56	4,28	
1700	1,34	1,60	1,85	2,10	2,35	2,68	2,93	3,25	3,75	4,50	
1750	1,37	1,63	1,90	2,15	2,40	2,75	3,00	3,34	3,85	4,63	
1800	1,40	1,67	1,94	2,20	2,47	2,82	3,08	3,43	3,94	4,74	
1800	1,46	1,74	2,02	2,30	2,58	2,95	3,22	3,60	4,13	4,97	
2000	1,52	1,82	2,10	2,40	2,70	3,08	3,37	3,75	4,32	5,20	
2100	1,56	1,90	2,20	2,50	2,80	3,20	3,50	3,90	4,50	5,40	
2200	1,64	1,96	2,28	2,60	2,92	3,34	3,65	4,07	4,68	5,63	
2300	1,70	2,03	2,37	2,70	3,03	3,47	3,80	4,22	4,86	5,85	
2400	1,75	2,10	2,45	2,80	3,14	3,60	3,93	4,38	5,04	6,06	
2500	1,80	2,17	2,53	2,90	3,25	3,72	4,07	4,53	5,22	6,28	
2600	1,87	2,24	2,60	2,98	3,35	3,84	4,20	4,68	5,40	6,48	
2700	1,92	2,30	2,70	3,08	3,46	3,96	4,33	4,83	5,56	6,70	

Fuente: [Intermec Poleas en V]

$$H_a = 3,545 H_p$$

El número de bandas empleadas será igual a:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b = 3$$

Se determina la tensión centrífuga, con kc igual a 0,425 para bandas 3V.

Tabla 3-40 (Parámetros kc y kb)

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$F_c = kc \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. 3-44 [20]}$$

$$F_c = 1,138 \text{ lbf}$$

La potencia que se transmite por banda se basa en $\Delta F = F_1 - F_2$, donde:

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{Hd}{Nb}}{n \frac{d}{2}} \quad \text{Ec. 3-45 [20]}$$

$$\Delta F = 54,45 \text{ lb}$$

La tensión mayor F_1 es igual a:

$$F_1 = 73,85 \text{ lb/banda}$$

La tensión menor F_2 es igual a:

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. 3-46 [20]}$$

$$F2 = 19,4lb/banda$$

Fi está dado por:

$$Fi = \frac{F1 + F2}{2} - Fc \quad \text{Ec. 3-47 [20]}$$

$$Fi = 45,48lb/banda$$

El factor de seguridad es igual a:

$$n_{fs} = \frac{HaNb}{H_{nom}Ks} \quad \text{Ec. 3-48 [20]}$$

$$n_{fs} = 1,09$$

Las tensiones equivalentes se calculan de la siguiente manera:

$$T1 = F1 + \frac{Kb}{d} \quad \text{Ec. 3-49 [20]}$$

$$T2 = F1 + \frac{Kb}{D} \quad \text{Ec. 3-50 [20]}$$

$$T1 = 165,85lbf$$

$$T2 = 93,01lbf$$

El número de pasadas será igual a:

$$Np = \left[\left(\frac{K}{T1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 3-51 [20]}$$

$$Np = 101805178,819 \text{ pasadas}$$

La vida en horas t está dada por:

$$t = \frac{NpLp}{720V} \quad \text{Ec. 3-52 [20]}$$

$$t = 5816 \text{ horas}$$

3.4.8.2 Diseño eje polea

Una vez halladas las fuerzas en las bandas, las trasladamos al eje de la siguiente manera:

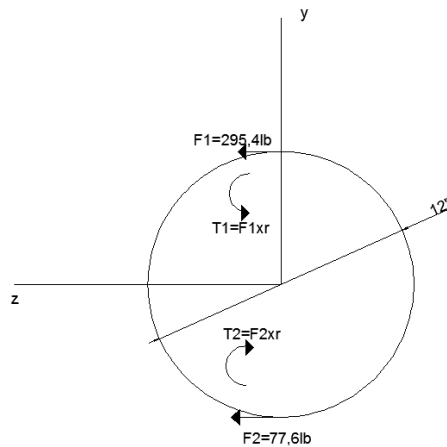


Figura 3-49 (Esquema polea conducida)

Fuente: [Autor]

$$T_t = T1 - T2$$

$$T_t = 1306,8 \text{ lb pulg}$$

$$Ft = F1 + F2$$

$$Ft = 373 \text{ lb}$$

La fuerza normal se calcula de la siguiente manera:

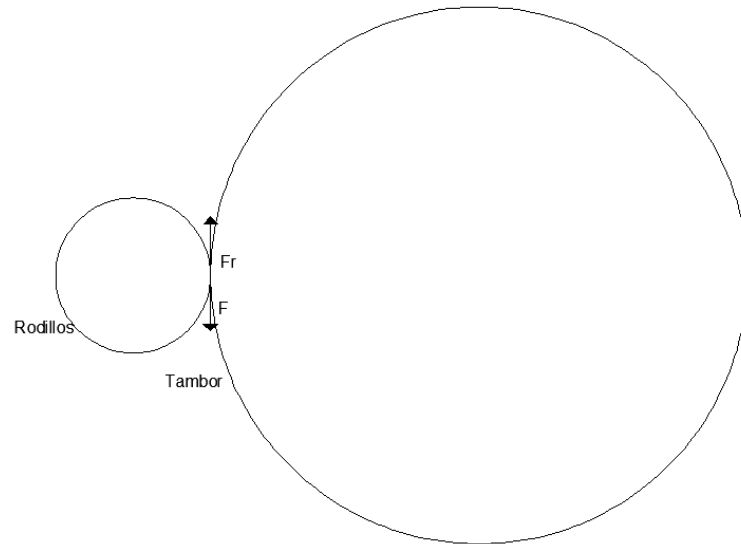


Figura 3-50 (Esquema rodillo-tambor)

Fuente: [Autor]

$$Fr = F$$

$$F = \frac{Tt}{r}$$

$$F = 425,66 \text{ lb}$$

$$Fr = \mu N$$

$$N = \frac{Fr}{\mu}$$

$$N = 945,91 \text{ lb}$$

Como son dos rodillos la normal será dividida para dos.

Las fuerzas a las que estará sometido el eje quedan de la siguiente manera:

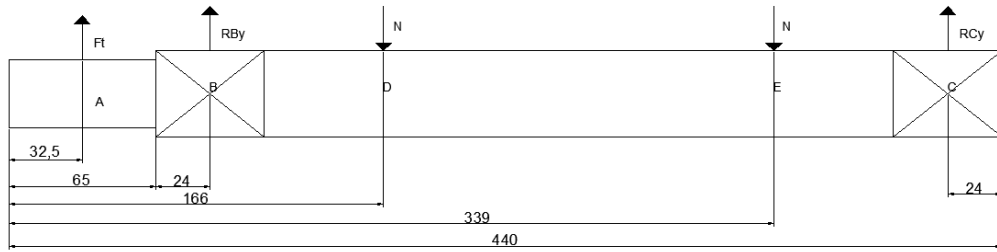


Figura 3-51 (Esquema eje rodillos)

Fuente: [Autor]

Haciendo sumatoria de momentos respecto al punto B hallamos las reacciones:

$$RBy = 129,53lb$$

$$RCy = 443,42lb$$

Una vez halladas las reacciones realizamos el diagrama de fuerza cortante y momento flector:

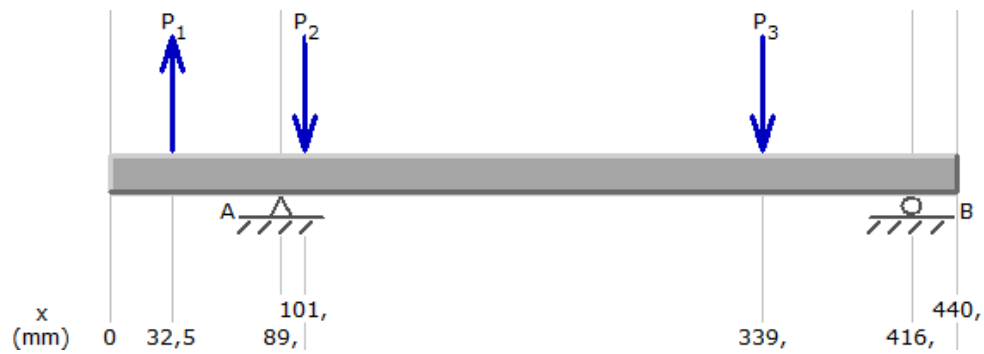


Figura 3-52 (Reacciones en los apoyos eje rodillos)

Fuente: [Autor]

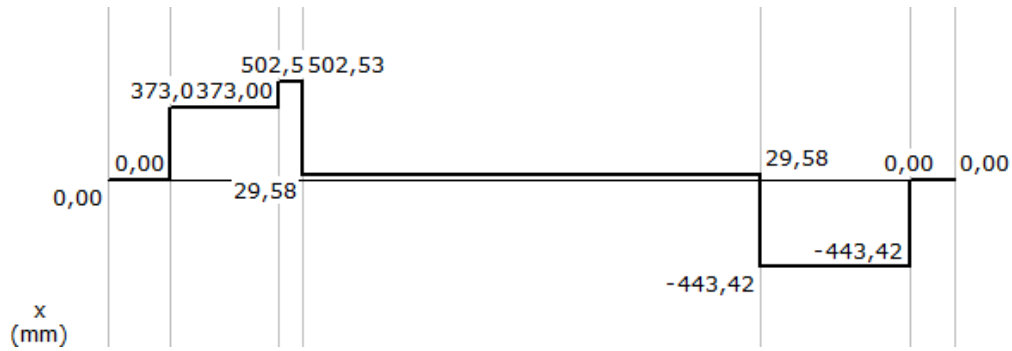


Figura 3-53 (Fuerza cortante eje rodillos)

Fuente: [Autor]

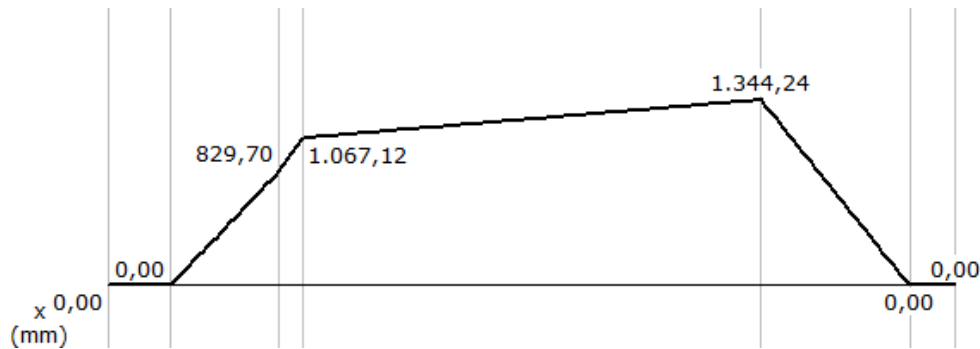


Figura 3-54 (Momento flector eje rodillos)

Fuente: [Autor]

El momento máximo calculado es de 1344,24 lb pulg, con el que realizaremos el diseño a fatiga, además se deberá tomar en cuenta el torque (torsión) producido que es de 1306,8 lb pulg. El eje se maquinará en acero AISI 1018 con S_{ut} igual a 58 Kpsi y S_y igual a 32 Kpsi.

A partir de la ecuación de Gerber mostrada a continuación se calculara el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 3-53 [20]}$$

Dónde:

$$A = \sqrt{4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2} \quad \text{Ec. 3-54 [20]}$$

$$B = \sqrt{4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2} \quad \text{Ec. 3-55 [20]}$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad \text{Ec. 3-56 [20]}$$

Ka: factor de modificación de la condición superficial

Kb: factor de modificación del tamaño

Kc: factor de modificación de la carga

Kd: factor de modificación de la temperatura

Ke: factor de confiabilidad

Kf: factor de modificación de efectos varios

Se': límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Se: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$A = 2688,48$$

$$B = 2263,44$$

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. 3-57 [20]}$$

Tabla 3-41 (Parámetros en el factor de condición superficial de Marin)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{UT} kpsi	S_{UT} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

Como el eje será maquinado a es igual a 2,70 y b -0,265.

$$k_a = 0,96$$

Se empezará el diseño del eje con un diámetro de 1,5 pulgadas, por lo tanto:

$$k_b = 0,879d^{-0,107} \quad \text{Ec. 3-58 [20]}$$

$$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$$

$$k_b = 0,86$$

Para k_c se utiliza la figura mostrada:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura 3-55 (Factor de temperatura)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$k_c = 1$$

El eje estará trabajando a una temperatura ambiente de 24°C.

Tabla 3-42 (Factor de temperatura k_d)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente de datos: figura 2-9.

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$k_d = 1$$

Se tomará una confiabilidad de 50% como se muestra en la figura:

Tabla 3-43 (Factor de confiabilidad)

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_c	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$k_e = 1$$

Como el momento máximo no se presenta en la reducción del eje, el factor de concentración de esfuerzos será igual a 1.

$$k_f = 1$$

$$Se' = 0,5Sut \quad \text{Ec. 3-59 [20]}$$

$$Sut \leq 200Kpsi$$

$$Se' = 24,75Kpsi$$

Una vez determinados todos los factores se halla Se:

$$Se = 15,39Kpsi$$

Con un factor de seguridad igual a 1,5 se calcula el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi Se} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1,07 \text{ pulgadas}$$

Estandarizamos a 1,5 pulgadas y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8A}{\pi d^3 Se} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} \quad \text{Ec. 3-60 [20]}$$

$$n = 4,03$$

3.4.8.3 Diseño Rodillos

El rodillo estará sometido a la normal calculada en la parte superior como se muestra en la figura:

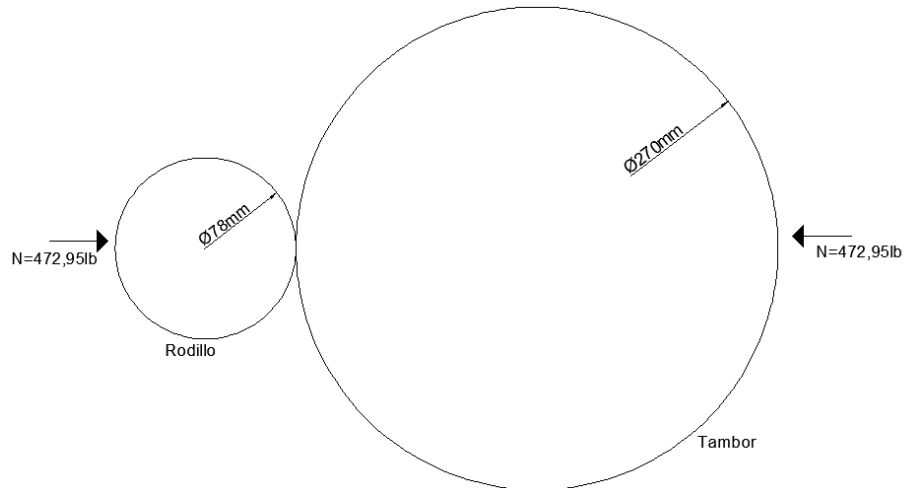


Figura 3-56 (Esquema rodillos)

Fuente: [Autor]

El rodillo será de 78 mm de diámetro y 67 mm de espesor, el material utilizado es nylon 6/6 con $\nu = 0,39$, $S_y = 12,4$ Kpsi y $E = 230$ Kpsi.

Empleando la teoría de contacto cilíndrico hallamos b:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{\frac{(1-\nu_1^2)^2}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad \text{Ec. 3-61 [20]}$$

Dónde:

b: semiancho

F: fuerza

l: longitud de contacto

ν : coeficiente de poisson

e: módulo de elasticidad

d: diámetro

$$b = 0,032 \text{ pulg}$$

La presión máxima de contacto es igual a:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl} \quad \text{Ec. 3-62 [20]}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 3,56 \text{ Kpsi}$$

El factor de seguridad para el rodillo estará de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_y}{P_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec. 3-63 [20]}$$

$$n = 3,48$$

Comprobando el aplastamiento

$$P_{m\acute{a}x} \leq 0,9S_y$$

$$3,56 \text{ Kpsi} \leq 11,16 \text{ Kpsi}$$

3.4.8.4 Diseño tambor

Para el diseño del tambor se hará la aproximación de una viga curva como se muestra a continuación:

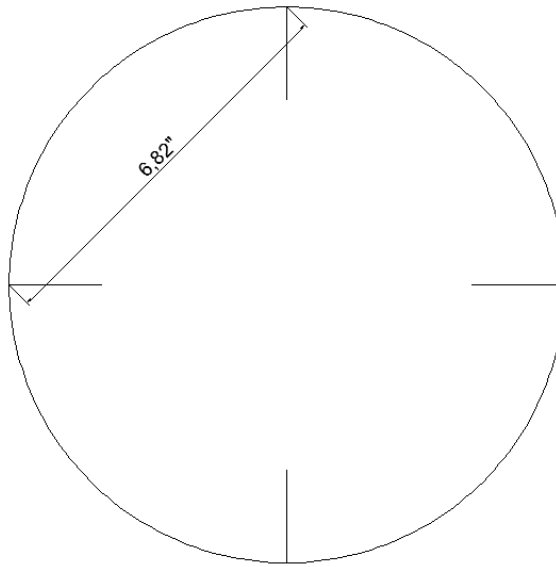


Figura 3-57 (Esquema tambor)

Fuente: [Autor]

La fuerza a la que someterá el tambor será la normal (P_1) calculada en la parte superior, quedando de la siguiente manera:

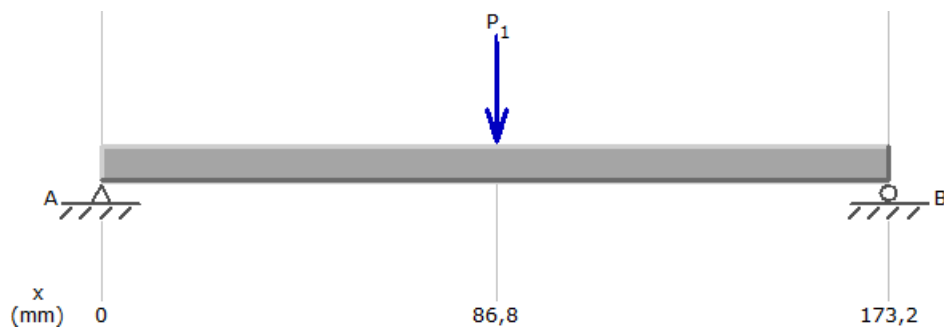


Figura 3-58 (Esquema viga curva)

Fuente: [Autor]

Haciendo sumatoria de momentos respecto al punto B hallamos las reacciones:

$$R_{Ay} = 235,94 \text{ lb}$$

$$RBy = 237,01lb$$

Una vez halladas las reacciones realizamos el diagrama de fuerza cortante y momento flector:

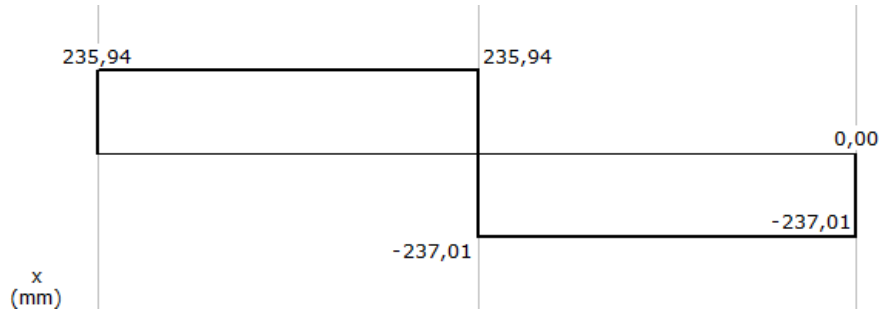


Figura 3-59 (Fuerza cortante tambor)

Fuente: [Autor]

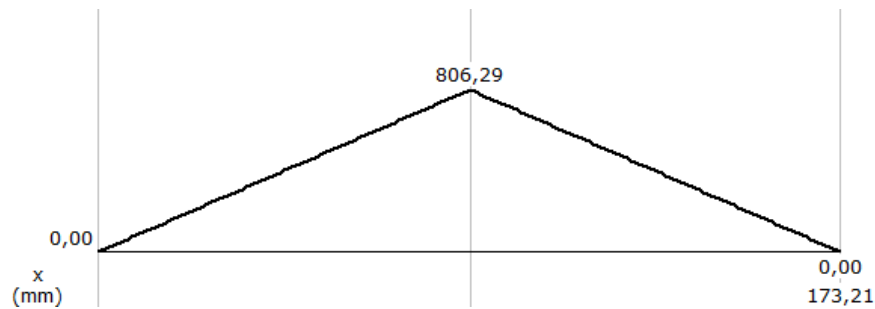


Figura 3-60 (Momento flector tambor)

Fuente: [Autor]

El momento máximo calculado es de 806,29 pulg, con el que diseñaremos el tambor a fatiga, partiendo de la teoría de vigas curvas:

$$\sigma = \frac{My}{Ae(rn - y)} \quad \text{Ec. 3-64 [20]}$$

r_o = radio de la fibra externa
 r_i = radio de la fibra interna

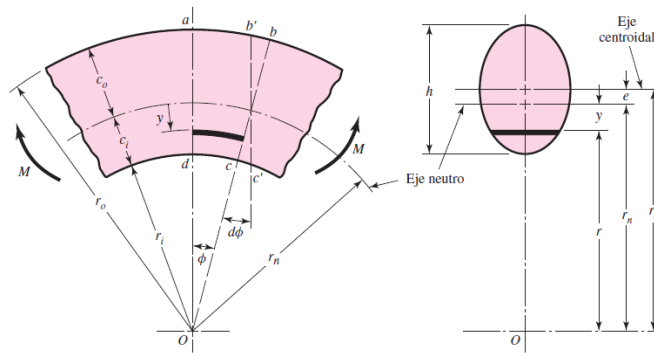


Figura 3-61 (Esquema vigas curvas en flexión)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

El tambor será de 135 mm de radio y tendrá 10 mm de espesor, por lo tanto:

$$r_o = 5,31 \text{ pulg}$$

$$r_i = 4,92 \text{ pulg}$$

La sección del tambor será como en la figura:

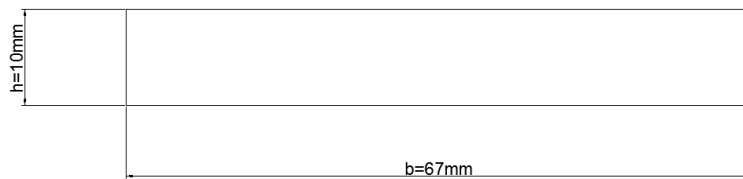


Figura 3-62 (Sección tambor)

Fuente: [Autor]

Transformando a pulgadas y resolviendo:

$$r_c = r_i + \frac{h}{2} \quad \text{Ec. 3-65 [20]}$$

$$rc = 5,12\text{pulg}$$

$$rn = \frac{h}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \text{ Ec. 3-68. Ec. 3-66 [20]}$$

$$rn = 5,11$$

$$e = rc - rn \quad \text{Ec. 3-67 [20]}$$

$$e = 0,01$$

$$y = rc - rn \quad \text{Ec. 3-68 [20]}$$

$$y = 0,2\text{pulg}$$

Resolviendo la ecuación:

$$\sigma = 31,88 \text{ lbpulg}$$

Aplicando la ecuación de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 3-69 [20]}$$

Tomando en cuenta que $\sigma_a = \sigma_m = \sigma/2$, resolvemos a fatiga para un acero AISI 1018 con $S_y = 54 \text{ Kpsi}$ y $S_{ut} = 64 \text{ Kpsi}$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Como el eje será maquinado a es igual a 2,70 y b -0,265.

$$k_a = 0,89$$

Se empezará el diseño del tambor con un diámetro equivalente, por lo tanto:

$$de = 0,808(hb)^{\frac{1}{2}} \text{ Ec. 3-72.}$$

$$de = 0,82 \text{ pulg}$$

$$k_b = 0,879d^{-0,107}$$

$$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$$

$$k_b = 0,89$$

Para k_c se utiliza:

$$k_c = 1$$

El tambor se estima que trabaje como máximo a 50°C por lo tanto:

$$k_d = 1,010$$

Se tomará una confiabilidad de 99,99:

$$k_e = 0,702$$

No se presentan reducciones en tambor por lo que el factor de concentración de esfuerzos es igual a 1.

$$k_f = 1$$

$$Se' = 0,5Sut$$

$$S_{ut} \leq 200Kpsi$$

$$S_{e'} = 32Kpsi$$

Una vez determinados todos los factores se halla S_e :

$$S_e = 17,97Kpsi$$

El factor de seguridad será igual a:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

Debido a que el esfuerzo sobre el tambor será muy bajo el factor de seguridad es muy alto, por lo tanto la sección resistirá.

3.4.8.5 Diseño de chavetas

3.4.8.5.1 Chaveta del motor

Se la representa de la siguiente manera:

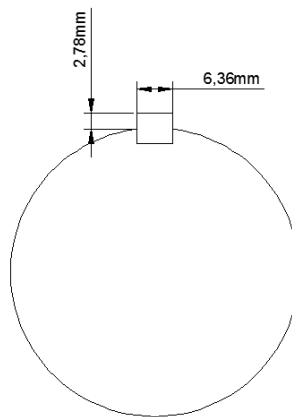


Figura 3-63 (Esquema chaveta motor)

Fuente: [Autor]

El torque producido por el motor está dado por la ecuación:

$$T = \frac{63025H}{n} \quad \text{Ec. 3-70 [20]}$$

Utilizando los mismos datos empleados en la banda tenemos:

$$T = 226,89\text{lbpulg}$$

Calculando la fuerza se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = 181,51\text{lb}$$

La longitud de la chaveta será de 56 mm, empleándose un factor de seguridad de 2 para la chaveta, se comprobará a cortante y aplastamiento el material. Se utilizará acero A36 para las chavetas; $S_y = 36 \text{ Kpsi}$.

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

$$\tau = 660,04\text{lbpulg}$$

Empleando la teoría de la energía de la distorsión:

$$\tau \leq 0,577S_y$$

$$660,04\text{lbpulg} \leq 20,772\text{Kpsi}$$

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

$$\sigma_p = 1,5 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_p < 0,9S_y \text{ [26]}$$

$$1,5 \text{ Kpsi} < 32,4 \text{ Kpsi}$$

3.4.8.5.2 Chaveta del eje de rodillos

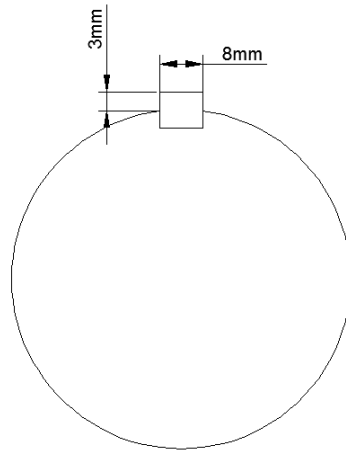


Figura 3-64 (Esquema chaveta eje rodillos)

Fuente: [Autor]

El torque producido en el eje de rodillos es el que se halló en la parte de selección de bandas:

$$T = 1306,8 \text{ lbpulg}$$

Calculando la fuerza se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = 1106,42 \text{ lb}$$

La longitud de la chaveta será de 65 mm, empleándose un factor de seguridad de 2 para la chaveta, se comprobará a cortante y aplastamiento el material. Se utilizará acero A36 para las chavetas; $S_y = 36 \text{ Kpsi}$.

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

$$\tau = 2,79 \text{ kpsi}$$

Empleando la teoría de la energía de la distorsión:

$$\tau \leq 0,577 S_y$$

$$2,79 \text{ kpsi} \leq 20,772 \text{ Kpsi}$$

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

$$\sigma_p = 7,88 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_p < 0,9 S_y$$

$$7,88 \text{ Kpsi} < 32,4 \text{ Kpsi}$$

3.4.8.5.3 Chaveta rodillos

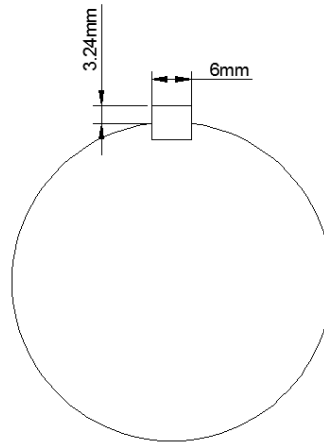


Figura 3-65 (Esquema chaveta rodillos)

Fuente: [Autor]

El torque producido en el eje de rodillos es el que se halló en la parte de selección de bandas:

$$T = 1306,8 \text{ lbpulg}$$

Calculando la fuerza se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = 871,2 \text{ lb}$$

La longitud de la chaveta será de 65 mm, empleándose un factor de seguridad de 2 para la chaveta, se comprobará a cortante y aplastamiento el material. Se utilizará acero A36 para las chavetas; $S_y = 36 \text{ Kpsi}$.

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

$$\tau = 2,76Kpsi$$

Empleando la teoría de la energía de la distorsión:

$$\tau \leq 0,577Sy$$

$$2,76kpsi \leq 20,772Kpsi$$

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

$$\sigma_p = 5,096 Kpsi$$

$$\sigma_p < 0,9Sy$$

$$5,096kpsi < 32,4Kpsi$$

3.4.8.6 Diseño de ruedas

Se colocarán cuatro ruedas mecanizadas en acero AISI 1018 $Sy = 32 Kpsi$ HB = 116 en las cuales se deslizará el mecanismo de elevación, cada una de ella soporta 100 Kg como se muestra en la figura:

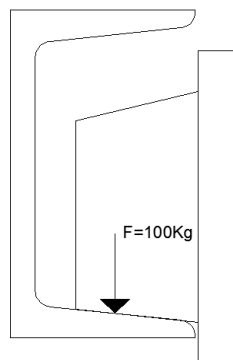


Figura 3-66 (Esquema ruedas)

Fuente: [Autor]

La inclinación de la UPN es de 8° , por lo tanto la resultante será:

$$F = \frac{100kg}{\cos 8^\circ}$$

$$F = 100,98 Kg$$

Empleando la teoría de contacto cilíndrico hallamos b:

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{(1 - \nu_1^2)^2}{E1} + \frac{(1 - \nu_2^2)^2}{E2}}{\pi l \left(\frac{1}{d1} + \frac{1}{d2} \right)}}$$

Dónde:

b: semiancho

F: fuerza

l: longitud de contacto

v: coeficiente de poisson

e: módulo de elasticidad

d:diámetro

Para el contacto entre un cilindro y una superficie plana como un riel se aplica $d=\infty$, por lo tanto:

$$b = 3,88 * 10^{-3} pulg$$

La presión máxima de contacto es igual a:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 30,33 Kpsi$$

Empleando la figura mostrada a continuación remplazamos el valor de la dureza HB y hallamos la resistencia a la fatiga por contacto de la rueda:

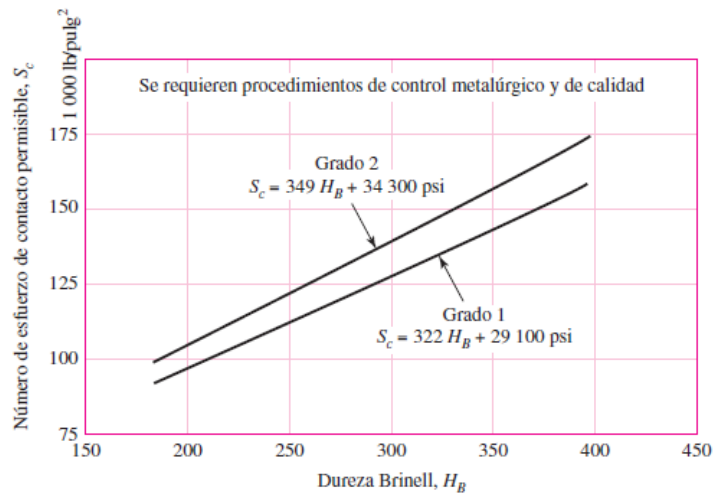


Figura 3-67 (Resistencia a la fatiga por contacto)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

$$S_c = 322H_B + 29100psi \quad \text{Ec. 3-71 [20]}$$

$$S_c = 66.45 Kpsi$$

El factor de seguridad para las ruedas estará de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_c}{P_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec. 3-72 [20]}$$

$$n = 2,19$$

3.4.8.7 Diseño del eje de las ruedas

Los ejes que soportarán las ruedas serán de 1 pulgada de diámetro, estarán sometidos a la carga total a elevar más la carga del mecanismo de elevación, quedando representado de la siguiente manera:

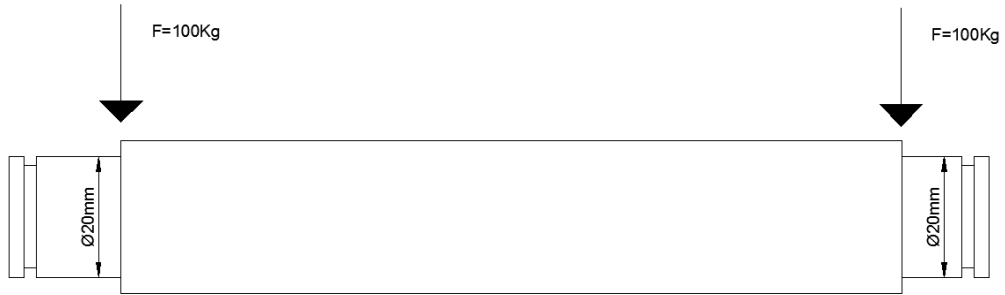


Figura 3-68 (Esquema eje ruedas)

Fuente: [Autor]

Se diseñará el eje a carga estática, comprobándose el esfuerzo cortante en diámetro mayor, debido a que en esta parte se soldará el eje, el material empleado será AISI 1018 $S_y = 36$ Kpsi $S_{ut} = 58$ Kpsi.

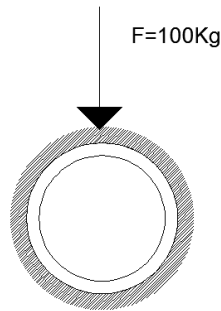


Figura 3-69 (Carga sobre el eje de las ruedas)

Fuente: [Autor]

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

$$\tau = 280,11psi$$

Empleando la teoría de la energía de la distorsión:

$$\tau \leq 0,577Sy$$

$$280,11psi \leq 33,46Kpsi$$

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

$$\sigma_p = 1,397 Kpsi$$

$$\sigma_p < 0,9Sy$$

$$1,397kpsi < 28,8Kpsi$$

3.4.8.8 Anillos de retención

Los anillos de retención se colocarán en el eje de las ruedas, para evitar que el rodamiento se desplace, serán de 17 mm de diámetro interior de acuerdo a catálogo.

3.4.8.9 Selección del cable

El cable se lo representa de la siguiente manera:

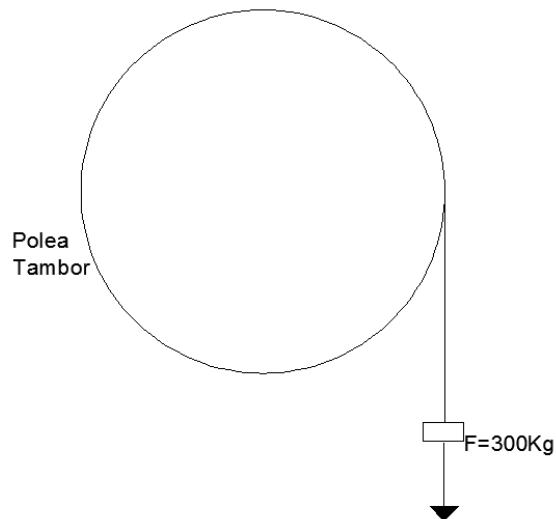


Figura 3-70 (Esquema cable)

Fuente: [Autor]

Se calcula la aceleración:

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} \quad \text{Ec. 3-73 [27]}$$

Como la velocidad inicial es 0 porque se parte del reposo, la velocidad final es igual a la recomendada para elevar carga que es de 0,7 m/s, el tiempo que se tarda en alcanzar dicha velocidad es alrededor de 1 segundo, por lo tanto:

$$a = 0,7 \frac{m}{s^2} = 2,3 \frac{pies}{s^2}$$

Realizando el diagrama de cuerpo libre y sumatoria de fuerzas en y se tiene:

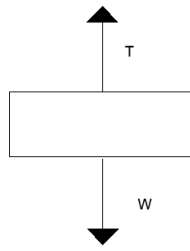


Figura 3-71 (Diagrama de cuerpo libre cable)

Fuente: [Autor]

$$T = W + ma$$

$$T = 708,45lb$$

Utilizando la norma DIN 4130

$$d = k\sqrt{s} \quad \text{Ec. 3-74 [28]}$$

Dónde:

d: diámetro del cable

k: coeficiente según la tabla

s: Tracción sobre un ramal del cable

Tabla 3-44 (Clasificación en grupos de los cables para máquinas de elevación)

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	» poco frecuente	Raramente plena carga
III	» frecuente	» » »
IV	» poco frecuente	Plena carga
V	» frecuente	» »
	» »	Todas las cargas en la industria siderúrgica

Fuente: [DIN 4130]

Tabla 3-45 (Factores de seguridad y coeficientes k y c)

Grupo	Cable		Tambor	Polea	Polea de compensación
	Valores de ν para 160 kg/mm ²	k	c	c	c
		Para cables de 160 y 180 kg/mm ²			
I	5,5 a 6	0,30 a 0,32	5 a 6	5,5 a 7	4,5 a 5
II	5,5 a 6	0,30 a 0,32	6 a 7	7 a 8	4,5 a 5
III	6 a 7	0,32 a 0,34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0,34 a 0,37	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5
V	8 a 9,5	0,37 a 0,40	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5

Fuente: [DIN 4130]

Se escoge para movimiento frecuente a plena carga, $k=0,32$

$$d = 0,32\sqrt{321,73kgf}$$

$$d = 5,73mm$$

Se coloca cable metálico de izar de 6x19, de 5/16" de diámetro exterior, es decir de 8mm.

Se verifica la presión en la garganta de la polea:

$$p = \frac{2F}{dD} \quad \text{Ec. 3-75 [20]}$$

Dónde:

F: fuerza de tensión en el cable

d: diámetro del cable

D: diámetro de la polea (tambor)

$$p = 919,69psi$$

Tabla 3-46 (Presiones radiales máximas permisibles para cables sobre poleas)

Cable	Material de la polea				
	Madera ^a	Hierro fundido ^b	Acero fundido ^c	Hierros fundidos enfriados ^d	Acero al manganeso ^e
Torzal regular:					
6 × 7	150	300	550	650	1 470
6 × 19	250	480	900	1 100	2 400
6 × 37	300	585	1 075	1 325	3 000
8 × 19	350	680	1 260	1 550	3 500
Torzal lang:					
6 × 7	165	350	600	715	1 650
6 × 19	275	550	1 000	1 210	2 750
6 × 37	330	660	1 180	1 450	3 300

^aEn veta extrema de madera de haya, de nogal americano o de goma.

^bPara $H_B(\text{min}) = 125$.

^cCarbono 30-40; $H_B(\text{min}) = 160$.

^dSe emplea únicamente con dureza superficial uniforme.

^ePara altas velocidades con poleas balanceadas que posean superficie esmerilada.

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

Se calcula el factor de seguridad del cable:

$$n = \frac{F_u}{F_t} \quad \text{Ec. 3-76 [20]}$$

Dónde:


F_u : carga última del alambre

F_t : Tensión de mayor trabajo

De acuerdo al catálogo de cables:

Tabla 3-47 (Carga última del cable)

CÓNDOR
CLASE 6 x 19
 Alma de Acero (AA)



Diámetro		Peso Aprox.	Resist. ruptura ton. métrica	
mm	plg	kg/m	A.M.	A.E.M.
3.18	1/8	0.041	0.69	0.79
4.76	3/16	0.109	1.43	1.64
6.35	1/4	0.170	2.67	3.08
7.94	5/16	0.270	4.16	4.78

Fuente: [DeAcero Cables de acero catálogo]

$$n = 12,94$$

El factor de seguridad recomendado para elevadores es de 5, por lo que estamos del lado de la seguridad.

El diámetro del tambor se verifica con las mismas tablas:

$$D = c\sqrt{s} \quad \text{Ec. 3-77 [28]}$$

Con c igual a 7:

$$D = 7\sqrt{321,73kg}$$

$$D = 125,55mm$$

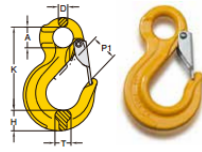
El diámetro del tambor empleado es de 125mm por lo que se verifica que el mismo está dentro del rango.

3.4.8.10 Selección del gancho

Se elige el gancho de acuerdo a catalogo como se muestra en la figura, con un capacidad de carga de 1,2 toneladas.

Tabla 3-48 (Datos para ganchos)

GANCHO OJO FIJO C/ SEGURO



WLL	Para Cadena de Grado 80	Dimensiones (mm)						Peso / Neto
Ton	mm	K	P1	A	D	T	H	Kg
1.12	6	80	23	20	9	16	20	0.3
2.0	7,8	98	28	25	11	20	23	0.5
3.15	10	121	36	32	14	23	31	0.9
5.3	13	152	40	40	18	28	38	1.9
8.0	16	184	44	50	22	32	47	3.2
12.5	18,20	218	45	60	26	43	48	5.7
15.0	22	244	73	50	31	50	62	9.1
21.2	26	279	77	64	35	60	80	13.6
31.5	32	352	114	88	40	65	86	18.7

Factor de seguridad de 4:1 probado y certificado
Aprobado según la norma DIN EN 1677-1

Fuente: [Izaje Manejo de carga y tracción catálogo]

3.4.8.11 Selección de sujeta cables

El sujeta cables permitirá mantener unido el cable al gancho y evitará el deslizamiento. El gancho soportará una carga de 300 Kg, a continuación se presenta una tabla que permite seleccionar el sujeta cables de acuerdo a diámetro del cable determinado anteriormente:

Tabla 3-49 (Datos de sujeta cables)

N.º	Diámetro cable (mm)	Capacidad (kg)		
		Un sujetacables	Dos sujetacables	Tres sujetacables
1	4-7	500	1 000	1 500
2	8-11	925	1 850	2 775
3	12-15	1 320	2 640	3 960
4	16-18	2 340	4 680	7 020
5	19-22	3 930	7 860	11 790
6	23-27	5 880	11 760	17 640
7	28-33	8 160	16 320	24 480
8	34-39	10 740	21 480	32 220

Fuente: [Hellmut Ernst Aparatos de elevación y transporte]

Se seleccionan tres sujeta cables N°2 con una capacidad de 2775 Kg, y se calcula el factor de seguridad:

$$n = \frac{2775Kg}{300Kg}$$

$$n = 9,25$$

3.4.8.12 Diseño de bocines

Se colocan dos bocines sobre los cuales girará el eje excéntrico, estarán sometidos a la mayor reacción hallada sobre el eje excéntrico como se muestra en la figura:

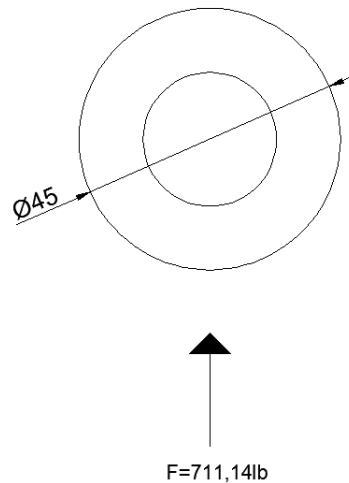


Figura 3-72 (Esquema del bocín)

Fuente: [Autor]

Se comprueba el esfuerzo por aplastamiento del material, se empleará acero AISI 1018 de 45 mm de diámetro:

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

El área será la proyectada, como se muestra en la figura:

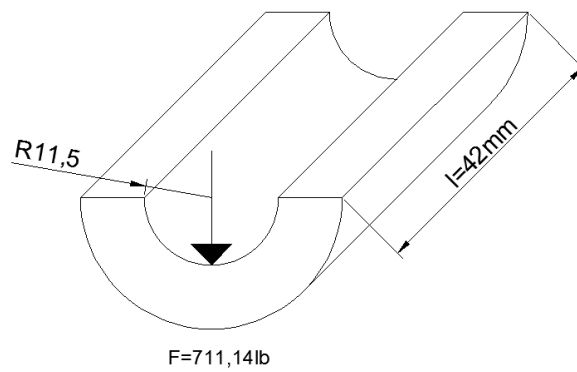


Figura 3-73 (Vista en corte del bocín)

Fuente: [Autor]

$$\sigma = 563,66psi$$

$$\sigma_p < 0,9Sy$$

$$563,66psi < 28,8Kpsi$$

3.4.8.12 Prisioneros

Debido a que los esfuerzos sobre el prisionero son muy pequeños y los factores de seguridad altos, se tomará en cuenta la recomendación del libro Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley Octava edición.

La longitud del prisionero deberá ser la mitad del diámetro del eje.

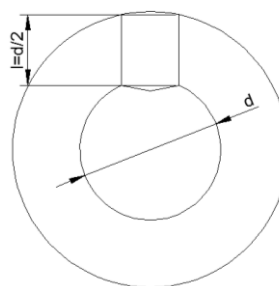


Figura 3-74 (Esquema prisioneros)

Fuente: [Autor]

Se elige prisionero de $3/8''$ de diámetro y de longitud de $1/2''$.

3.4.8.13 Diseño del resorte

Se emplea un resorte de extensión de espira torcida corta como se muestra en la figura:

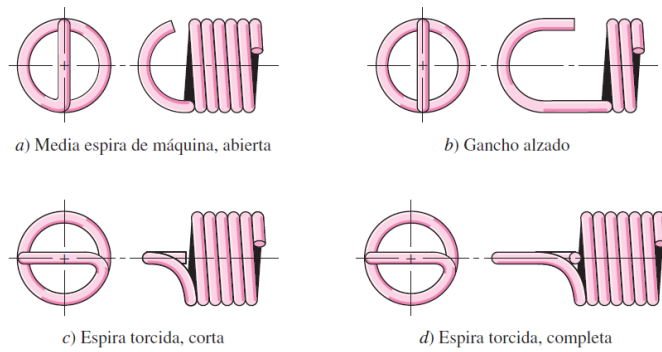


Figura 3-75 (Tipos de resorte de extensión)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

El resorte estará a 125 mm de la palanca como se muestra en la figura:

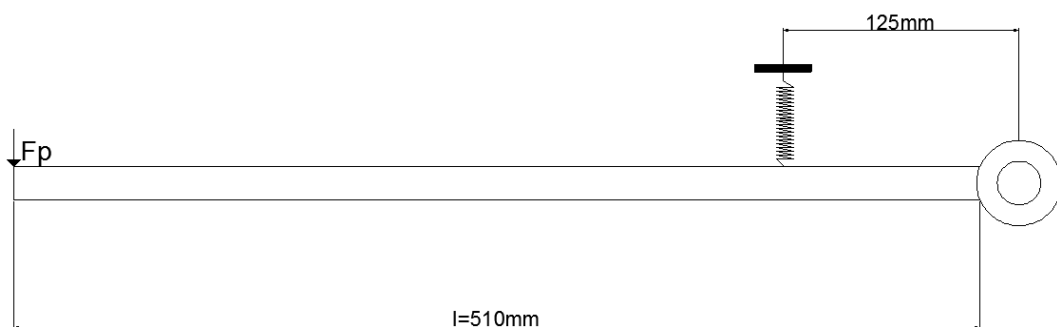


Figura 3-76 (Esquema del resorte)

Fuente: [Autor]

Para el análisis de fuerzas se debe tomar en cuenta que el resorte debe ser capaz de regresar a la palanca a su posición inicial después de retirar la fuerza en el extremo de la misma. Además se tendrá en cuenta la normal producida en el tambor.

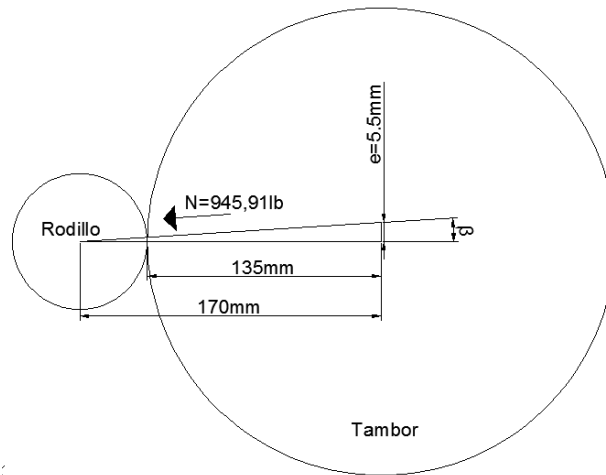


Figura 3-77 (Esquema giro tambor)

Fuente: [Autor]

Hallamos el ángulo β y la componente vertical de la normal:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{5,5mm}{170mm}$$

$$\beta = 1,85^\circ$$

$$Np = \text{sen}\beta * N$$

$$Np = 30,58lb$$

Para hallar la fuerza que el resorte está ejerciendo partimos de la siguiente figura:

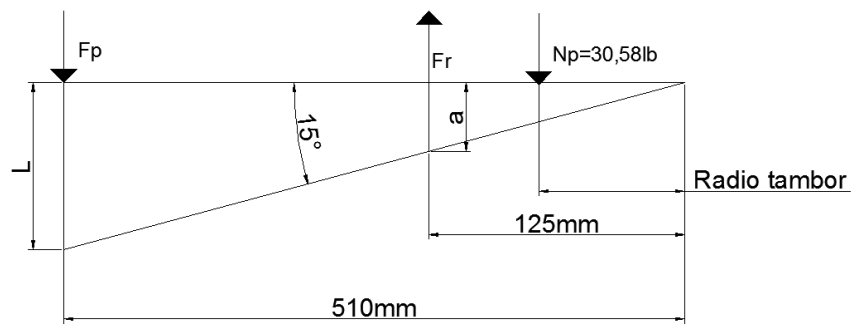


Figura 3-78 (Esquema para la determinación de la fuerza sobre el resorte)

Fuente: [Autor]

Hallando la distancia L y haciendo semejanza de triángulos para encontrar el desplazamiento del resorte (a) tenemos:

$$L = \tan 15^\circ * 20,08 \text{ pulg}$$

$$L = 5,38 \text{ pulg}$$

$$a = 1,31 \text{ pulg}$$

Partiendo de la ecuación:

$$Fr = K * x \quad \text{Ec. 3-78 [20]}$$

Dónde:

F: fuerza del resorte

K: constante del resorte

X: desplazamiento del resorte

Para resortes de extensión:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad \text{Ec. 3-79 [20]}$$

Dónde

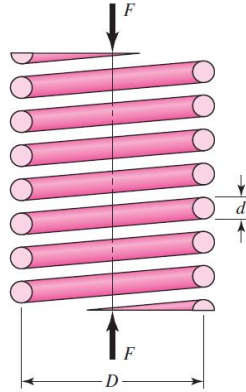


Figura 3-79 (Esquema resorte con carga axial)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

d: diámetro del alambre

D: diámetro medio de la espira

G: Modulo de rigidez

N_a : Número equivalente de vueltas helicoidales activas

$$N_a = N_b + \frac{G}{E} \quad \text{Ec. 3-80 [20]}$$

Dónde:

N_b : Número de espiras del cuerpo

E: Modulo de elasticidad

Para resorte estirado duro A227, con $d = 4 \text{ mm}$, $D = 25,4 \text{ mm}$, $N = 29$, $G = 11.4 \text{ Mpsi}$ y $E = 28.5 \text{ Mpsi}$.

$$Na = 29,4$$

$$k = 31,56 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

El resorte deberá ser colocado con un desplazamiento inicial de aproximadamente 30mm para que frene las zapatas, por lo tanto:

$$Fr = 31,56 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} * (1,31 \text{pulg} + 1,18 \text{pulg})$$

$$Fr = 73,30 \text{lb}$$

3.4.8.14 Diseño palanca

La fuerza que estará aplicada sobre la palanca se la representa de la siguiente manera:

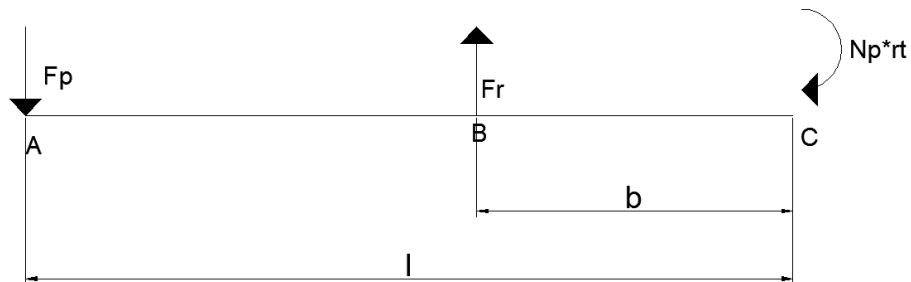


Figura 3-80 (Fuerzas sobre la palanca)

Fuente: [Autor]

Realizando sumatoria de momentos respecto a C:

$$\sum Mo = 0$$

$$Fp = \frac{Np * rt + Fr(b)}{l}$$

$$Fp = 26lb$$

La palanca será de varilla de acero redonda de acero A36, de 18 mm de diámetro, se la esquematiza de la siguiente manera:

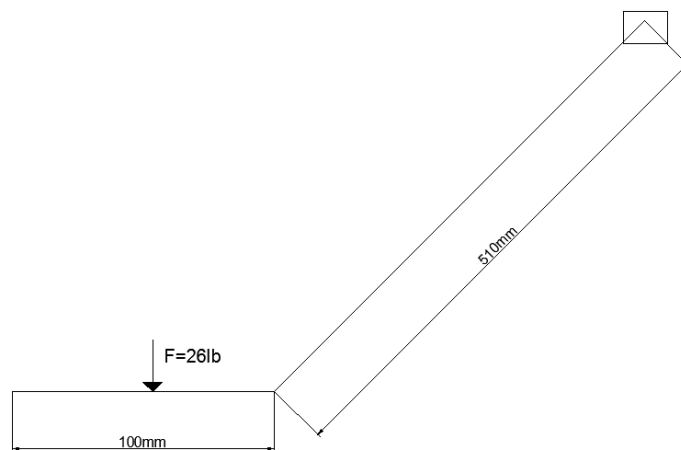


Figura 3-81 (Esquema palanca)

Fuente: [Autor]

Realizando el traslado de las fuerzas nos queda de la siguiente manera:

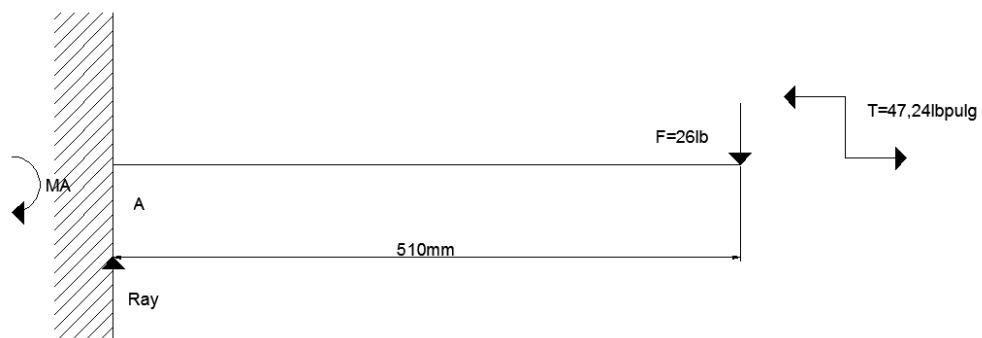


Figura 3-82 (Esquema palanca como viga en voladizo)

Fuente: [Autor]

Hallando las reacciones y los diagramas de fuerza cortante y momento flector tenemos:

$$Ray = 26lb$$

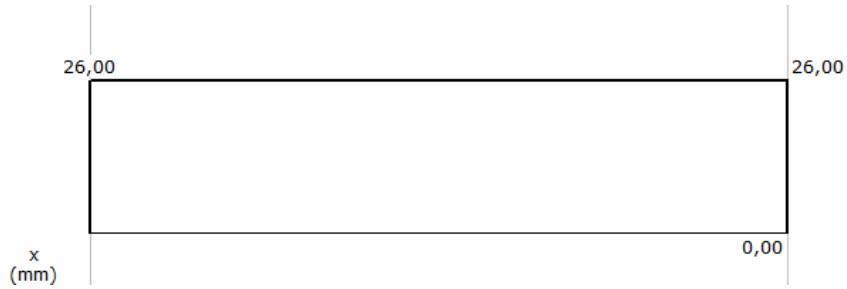


Figura 3-83 (Fuerza cortante palanca)

Fuente: [Autor]

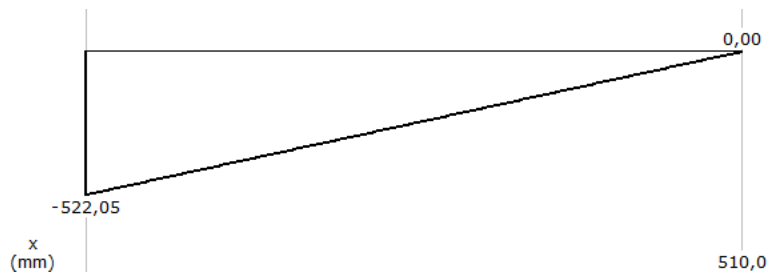


Figura 3-84 (Momento flector palanca)

Fuente: [Autor]

Trabajando con el momento máximo y partiendo de la ecuación de Von Mises tenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{xy}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-81 [20]}$$

Para una sección circular:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ec. 3-82 [20]}$$

$$\sigma' = 13,76 \text{Kpsi}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 2,41$$

3.4.8.15 Diseño de las zapatas

Para el diseño de las zapatas nos basaremos en la teoría de frenos y embragues de contracción externa como se muestra en la figura:

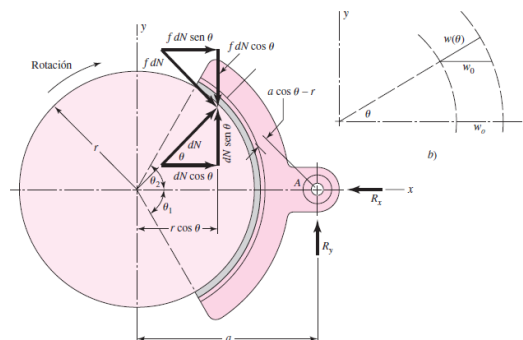


Figura 3-85 (Freno con zapata que pivotea simétricamente)

Fuente: [Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley]

Para el caso específico del elevador, θ_1 será de $8,13^\circ$ y θ_2 de 51° , a será igual a 181mm, por lo tanto:

$$\int dN = \int_{\theta_1}^{\theta_2} P a b r \cos \theta d\theta \quad \text{Ec. 3-83 [20]}$$

Dónde:

N: fuerza normal producida en la zapata

Pa: Presión máxima

b: ancho de la zapata

r: radio del tambor

La presión máxima para zapatas de asbesto es de 100 psi, el ancho de la zapata será de 67 mm, y el radio del tambor es 135 mm, por lo tanto:

$$N = 1289,69lb$$

Determinamos el torque producido por la zapata:

$$T = afN \quad \text{Ec. 3-84 [20]}$$

Dónde:

T: Torque de la zapata

a: distancia hasta el pivote

f: coeficiente de fricción zapata

Para zapatas de asbesto el coeficiente de fricción es 0,38, quedándonos:

$$T = 3484,48lb$$

El torque que en realidad se está produciendo al elevar la carga de 300Kg es de 1625,49 lb pulg.

Por lo tanto el factor de seguridad será igual al torque de la zapata multiplicado por 2 (2 zapatas) dividido para el torque que se produce al elevar la carga:

$$n = \frac{T}{Tr}$$

$$n = 4,28$$

3.4.8.16 Selección de Chumaceras

Para la selección de las chumaceras, se tomará la mayor reacción hallada sobre el eje de rodillos:

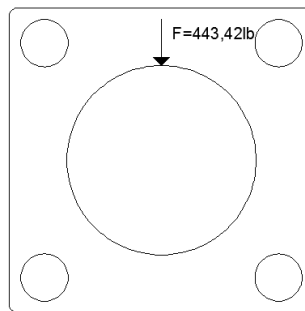


Figura 3-86 (Esquema chumacera)

Fuente: [Autor]

Se colocarán dos chumaceras de piso, por lo que será necesario seleccionar el rodamiento.

Los rodamientos serán rígido de bolas y estará sometido a carga radial pura, transformado la carga a Newton tenemos:

$$F = 443,42lb = 1,97KN$$

Partiendo de la ecuación:

$$P = x * Fr + y * Fa \quad \text{Ec. 3-85 [29]}$$

Dónde:

P: carga dinámica equivalente

Fr: carga radial

Fa: Carga axial

X: factor radial

Y: factor axial

Como la carga es radial pura:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$Co = fsPo \quad \text{Ec. 3-86 [29]}$$

Dónde:

Co: Capacidad de carga estática

fs: factor de esfuerzos estáticos

Tomaremos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, quedándonos:

$$C_o = 3,94KN$$

Calculando la vida nominal tenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500 \quad \text{Ec. 3-87 [29]}$$

Donde:

Lh10: vida nominal

fl: factor de esfuerzos dinámicos

p: exponente de vida

Tomaremos p igual a 3 para rodamientos de bolas y fl igual a 2,25 como se muestra en la figura:

Tabla 3-50 (Factor de esfuerzos dinámicos)

Lugar de aplicación	Valor f_l que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Construcciones navales		
Rodamientos de empuje para barcos	3 ... 4	Empuje máximo de la hélice; velocidad nominal
Rodamientos del eje principal	4 ... 6	Peso proporcional del eje; velocidad nominal $f_z = 2$
Transmisiones grandes	2,5 ... 3,7	Potencia nominal; velocidad nominal
Transmisiones pequeñas	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Accionamientos de botes	1,5 ... 2,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Rodamientos del timón		
cargados estáticamente por la presión del timón, el peso y el accionamiento		
Maquinaria agrícola		
Tractores agrícolas	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria autopropulsada	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria de temporada	1 ... 1,5	Potencia máxima; velocidad nominal
Maquinaria de construcción		
Niveladoras, cargadoras	2 ... 2,5	igual que vehículos
Excavadoras / equipo tractor	1 ... 1,5	par medio del motor hidrostático;
Excavadoras / equipo giratorio	1,5 ... 2	velocidad media
Apisonadoras vibratorias, excitadoras	1,5 ... 2,5	Fuerza centrífuga - f_z (Factor $f_z = 1,1$ a $1,3$)
Compactadoras	1 ... 1,5	

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$L_{h10} = 5695,31 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad \text{Ec. 3-88 [29]}$$

Dónde:

C: capacidad de carga dinámica

P: carga dinámica equivalente

n: rpm

p: exponente de vida

a1: factor para la probabilidad del fallo

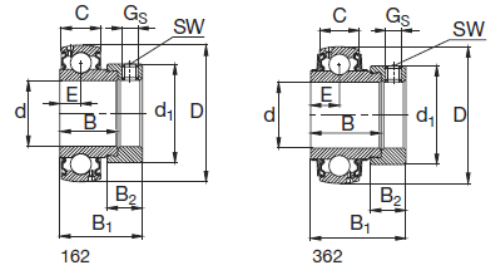
a23: Factor para el material y las condiciones de servicio

Tomaremos a1 igual a 1 (90 %), el rodamiento estará girando a 520 rpm, y para empezar la iteración a23 será igual a 1,7:

$$C = 9,28KN$$

Se escogerá un rodamiento S16208,108 con dispositivo de seguridad con los siguientes datos:

Tabla 3-51 (Rodamientos FAG tipo S)



Eje	Dimensiones										Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso _≈ kg
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW	C	estát. C ₀		
mm in	mm										kN			
1 1/2	38,1	80	18	30,2	43,7	60,3	18,3	11	M10x1,25	5	29	18	16208.108	0,656
	38,1	80	21	42,8	56,3	60,3	18,3	21,4	M10x1,25	5	29	18	36208.108	0,879
	38,1	80	21	49,2				19	M8x1	4	29	18	56208.108	0,637
1 9/16	39,688	80	18	30,2	43,7	60,3	18,3	11	M10x1,25	5	29	18	16208.109	0,634
	39,688	80	21	42,8	56,3	60,3	18,3	21,4	M10x1,25	5	29	18	36208.109	0,846
	39,688	80	21	49,2				19	M8x1	4	29	18	56208.109	0,612

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$C = 29 \text{ KN}$$

$$C_0 = 18 \text{ KN}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$d = 38,1 \text{ mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = 59,09 \text{ mm}$$

Con dm entramos a la figura:

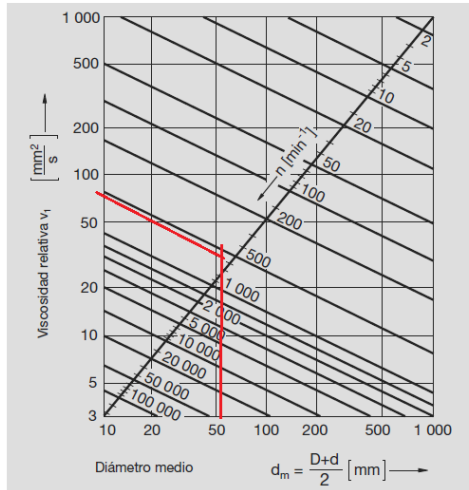


Figura 3-87 (Viscosidad relativa)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$V_1 = 75 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Ahora leemos la viscosidad de servicio v con v_1 igual $75 \text{mm}^2/\text{s}$ y a una temperatura de trabajo de 30°C :

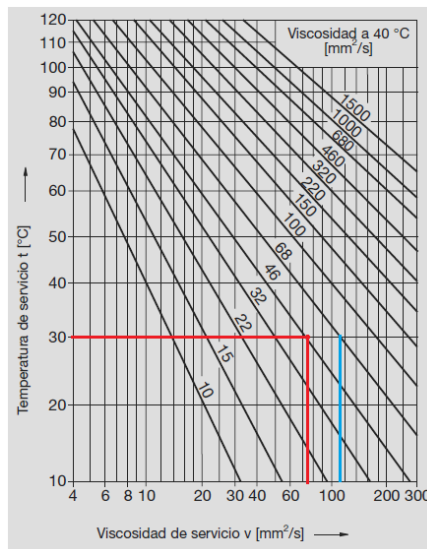


Figura 3-88 (Viscosidad de servicio rodamientos)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

Como queremos estar del lado de la seguridad se escoge un ISO VG 68 y leemos v que es igual a $110 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Determinamos k que es el ratio de viscosidad:

$$k = \frac{v}{V_1} \quad \text{Ec. 3-89 [28]}$$

$$k = 1,47$$

Ahora calculamos K :

$$K = K_1 + K_2 \quad \text{Ec. 3-90 [29]}$$

Para esto debemos entrar a la siguiente figura con el valor de f_s' :

$$f_s' = \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Ec. 3-91 [29]}$$

$$f_s' = 9,13$$

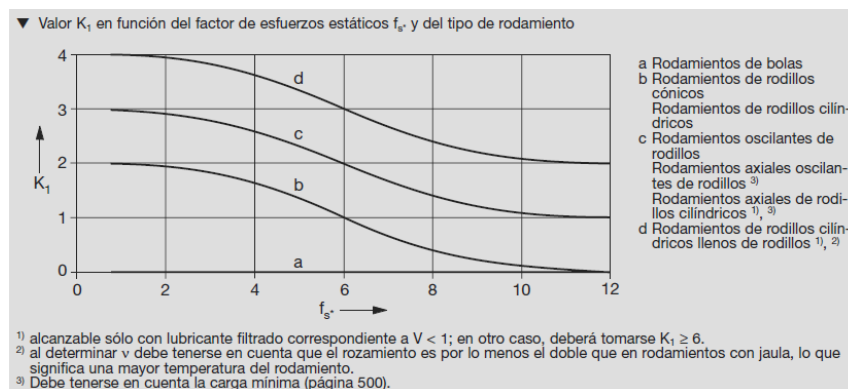


Figura 3-89 (Valores de K_1 para rodamientos)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$K1 = 0$$

Determinamos el valor de K2:

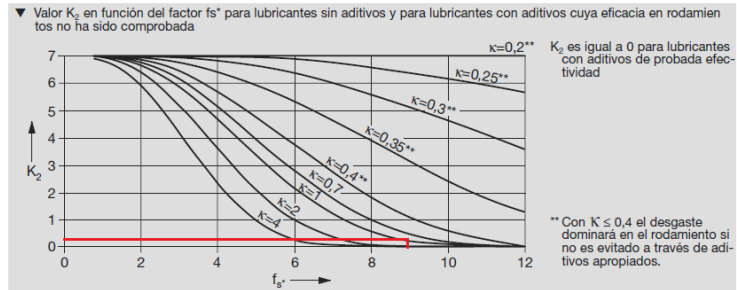


Figura 3-90 (Valores de K2 para rodamientos)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$K2 = 0,3$$

$$K = 0,3$$

Determinamos el valor de a23:

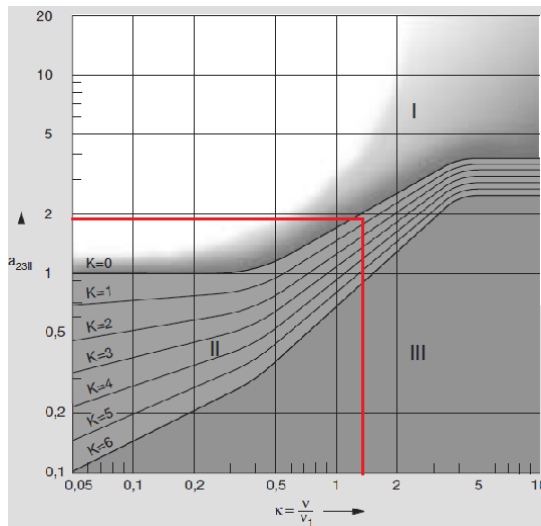


Figura 3-91 (Factor a23 para rodamientos)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$a_{23} = 1,9$$

Recalculamos el valor de C:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

$$C = 8,94KN$$

El valor recalculado de C es 8,94 KN y el valor real de C es 29 KN por lo que el rodamiento seleccionado es el adecuado.

3.4.8.17 Selección de rodamientos

3.4.8.17.1 Rodamientos tambor

Para la selección de los rodamientos que irán en el tambor, se tomará la normal calculada en el eje de rodillos:

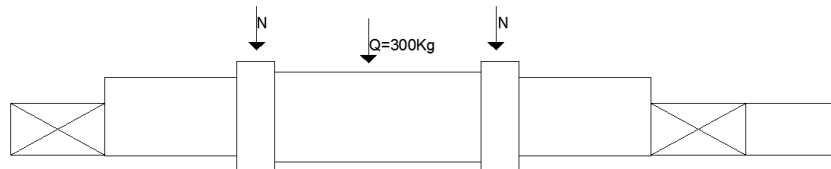


Figura 3-92 (Esquema rodamientos tambor)

Fuente: [Autor]

Los rodamientos serán rígido de bolas y estará sometido a carga radial pura, más la carga total a elevar dividida para dos porque serán dos rodamientos, transformado la carga a Newton tenemos:

$$F = 803,25lb = 3,57KN$$

Partiendo de la ecuación:

$$P = x * Fr + y * Fa$$

Como la carga es radial pura:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$Po = Fr = F$$

Se calcula la capacidad de carga estática:

$$Co = fsPo$$

Tomaremos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, quedándonos:

$$Co = 7,14KN$$

Calculando la vida nominal tenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500$$

Tomaremos p igual a 3 para rodamientos de bolas y fl igual a 3,25 como se muestra en la figura:

Tabla 3-52 (Factor de esfuerzo dinámicos para rodamientos del tambor)

Máquina-herramienta		
Husillos de tornos y fresadoras	3 ... 4,5	Fuerza de corte, par motor, precarga peso de la pieza a mecanizar; velocidad de servicio
Husillos de taladradoras	3 ... 4	
Husillos de rectificadoras	2,5 ... 3,5	
Husillos porta-piezas en rectificadora	3,5 ... 5	
Transmisiones de máquina-herramienta	3 ... 4	Potencia nominal; velocidad nominal
Prensas / volante	3,5 ... 4	Peso de volante; velocidad nominal
Prensas / eje excéntrico	3 ... 3,5	Fuerza de prensado, tiempos alicuotos; velocidad nominal
Herramientas eléctricas y	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$L_{h10} = 17164,06 \text{ horas}$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Tomaremos a_1 igual a 1 (90%), el rodamiento estará girando a 150 rpm, y para empezar la iteración a_{23} será igual a 1,7:

$$C = 16,05 \text{ KN}$$

Se escogerá un rodamiento 6207 con los siguientes datos:

Tabla 3-53 (Datos rodamiento 6207)

35	35	62	9	0,3	53,5	54,8	43,7	0,105
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,291
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,285
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,299
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,301
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,303

12,2	8,8	14000	10000	16007	37	60	0,3
16	10,2	28000	13000	6007	39,6	57,4	1
16	10,2	28000	13000	S6007.W203B	39,6	57,4	1
16	10,2	11000	13000	6007.2ZR	39,6	57,4	1
16	10,2	7500		6007.2RSR	39,6	57,4	1
16	10,2	7500		S6007.2RSR.W203B	39,6	57,4	1
25,5	15,3	24000	12000	6207	42	65	1
25,5	15,3	24000	12000	S6207.W203B	42	65	1
25,5	15,3	9500	12000	6207.2ZR	42	65	1
25,5	15,3	6300		6207.2RSR	42	65	1
25,5	15,3	6300		S6207.2RSR.W203B	42	65	1

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$C = 25,5 \text{ KN}$$

$$C_o = 15 \text{ KN}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = 53,5 \text{ mm}$$

Realizamos el mismo procedimiento descrito anteriormente y encontramos los siguientes datos:

$$V_1 = 220 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Ahora leemos la viscosidad de servicio v con v_1 igual $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ y a una temperatura de trabajo de 40°C :

Como queremos estar del lado de la seguridad se escoge un ISO VG 320 y leemos v que es igual a $300 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Determinamos k que es el ratio de viscosidad:

$$k = \frac{v}{V_1}$$

$$k = 1,36$$

Ahora calculamos K:

$$K = K1 + K2$$

$$fs' = \frac{Co}{Po}$$

$$fs' = 4,20$$

$$K1 = 0$$

Determinamos el valor de K2:

$$K2 = 3,5$$

$$K = 3,5$$

Determinamos el valor de a23:

$$a23 = 1,3$$

Recalculamos el valor de C:

$$C = P^p \sqrt{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

$$C = 17,55KN$$

El valor recalculado de C es 17,55 KN y el valor real de C es 25,5 KN por lo que el rodamiento seleccionado es el adecuado.

3.4.8.17.2 Rodamientos ruedas

Para la selección de los rodamientos que irán en las ruedas sobre el carril, se tomará la carga soportada dividida para cuatro (4 ruedas):

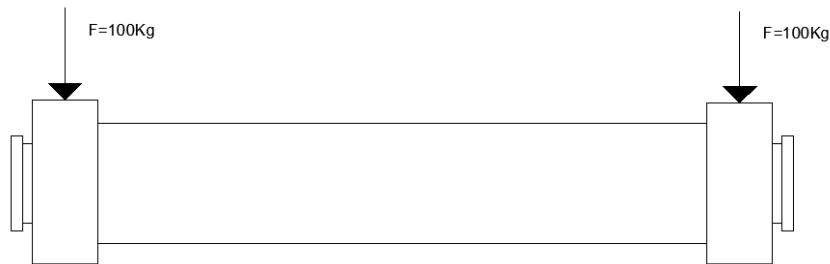


Figura 3-93 (Esquema rodamientos ruedas)

Fuente: [Autor]

Los rodamientos serán rígidos de bolas y estará sometido a carga radial pura, más la carga total a elevar dividida para dos porque serán dos rodamientos, transformado la carga a Newton tenemos:

$$F = 220,2lb = 0,98KN$$

Partiendo de la ecuación:

$$P = x * Fr + y * Fa$$

Como la carga es radial pura:

$$P = Fr = F$$

Y:

$$P_o = Fr = F$$

Calculamos la capacidad de carga estática:

$$C_o = fsP_o$$

Tomaremos un valor de 2 para fs, para exigencias elevadas, quedándonos:

$$C_o = 1,96KN$$

Calculando la vida nominal tenemos:

$$L_{h10} = fl^p * 500$$

Tomaremos p igual a 3 para rodamientos de bolas y fl igual a 3,5 como se muestra en la figura:

Tabla 3-54 (Factor de esfuerzo dinámicos para rodamientos de las ruedas)

Vehículos sobre carriles		Carga estática sobre la mangueta con factor f_z (depende de la velocidad máxima, tipo de vehículo e infraestructura de la vía)
Rodamientos de rueda para	2,5 ... 3,5 3,5 ... 4 3 ... 3,5 3 ... 3,5 3 ... 3,5 3 ... 3,5 3,5 ... 4 3,5 ... 4 4,5 ... 5	Tipo de vehículo
Vagones de transporte		
Tranvías		
Coches de viajeros		
Vagones de carga		
Vagones de desescombro		
Automotores		
Locomotoras/ rodamientos exteriores		
Locomotoras/ rodamientos interiores		
Transmisiones de vehículos ferroviarios		
		Vagones de desescombro, de extracción y de instalaciones siderúrgicas
		Vagones de mercancías, coches de viajeros, automotores, tranvías
		Locomotoras
		Grupos de cargas con las correspondientes velocidades; valor medio de f_z (ver accionamiento de vehículos)

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$L_{h10} = 21437,5horas$$

Calculamos la capacidad de carga dinámica:

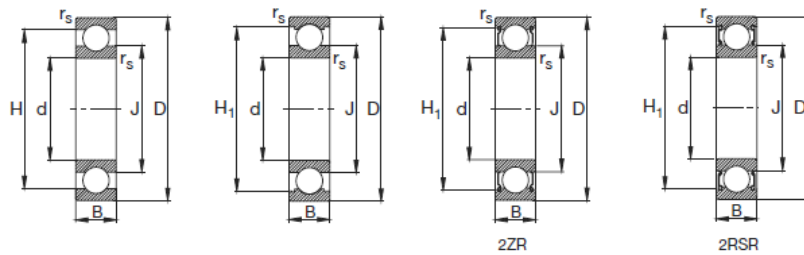
$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

Tomaremos a_1 igual a 1 (90 %), el rodamiento estará girando a 50 rpm, y para empezar la iteración a_{23} será igual a 1,7:

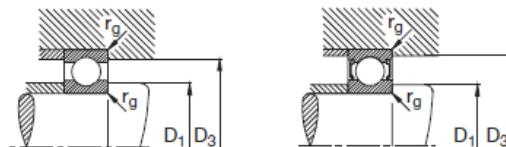
$$C = 3,28KN$$

Se escogerá un rodamiento 6204 con los siguientes datos:

Tabla 3-55 (Datos rodamiento 6204)



Eje	Dimensiones							Peso
	d	D	B	r_s	H	H_1	J	ρ_{pu}
	mm							kg
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109



Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada
dyn. C	stat. C_0			
kN		min^{-1}		Rodamiento
				FAG
12,7	6,55	18000	19000	6204
12,7	6,55	18000	19000	S6204.W203B
12,7	6,55	15000	19000	6204.2ZR
12,7	6,55	10000		6204.2RSR

Fuente: [Rodamientos FAG Catálogo WL 41 520/3 SB]

$$C = 12,7 \text{ KN}$$

$$C_o = 6,56 \text{ KN}$$

$$D = 47\text{mm}$$

$$d = 20\text{mm}$$

$$dm = \frac{D + d}{2}$$

$$dm = 33,5\text{mm}$$

Realizamos el mismo procedimiento descrito anteriormente y encontramos los siguientes datos:

$$V_1 = 300 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Ahora leemos la viscosidad de servicio v con v_1 igual $300 \text{ mm}^2/\text{s}$ y a una temperatura de trabajo de $30 \text{ }^\circ\text{C}$:

Como queremos estar del lado de la seguridad se escoge un ISO VG 220 y leemos v que es igual a $300 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Determinamos k que es el ratio de viscosidad:

$$k = \frac{v}{V_1}$$

$$k = 1$$

Ahora calculamos K :

$$K = K1 + K2$$

$$fs' = \frac{Co}{Po}$$

$$fs' = 6,68$$

$$K1 = 0$$

Determinamos el valor de K2:

$$K2 = 1,7$$

$$K = 1,7$$

Determinamos el valor de a23:

$$a23 = 1,3$$

Recalculamos el valor de C:

$$C = P \sqrt{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

$$C = 3,59KN$$

El valor recalculado de C es 3,59 KN y el valor real de C es 12,7 KN por lo que el rodamiento seleccionado es el adecuado.

3.4.8.18 Eje excéntrico

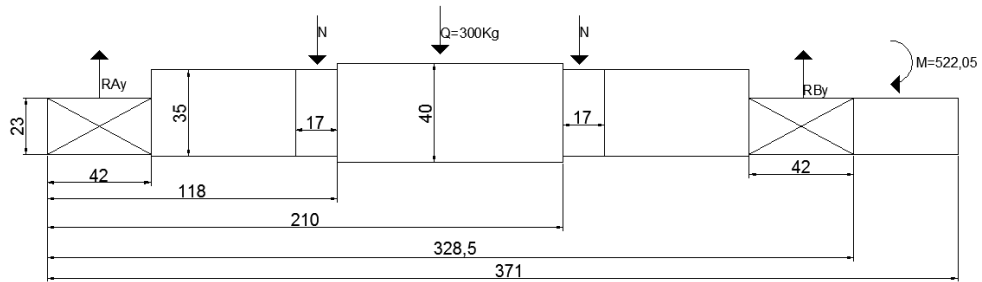


Figura 3-94 (Esquema del eje excéntrico)

Fuente: [Autor]

Haciendo sumatoria de momentos respecto al punto B hallamos las reacciones:

$$R_{Ay} = 759,55lb$$

$$R_{By} = 846,35lb$$

Realizamos los diagramas de fuerza cortante y momento flector:

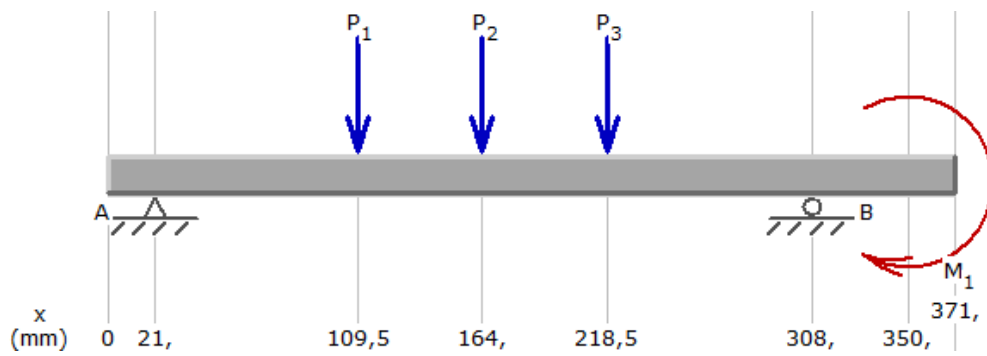


Figura 3-95 (Fuerzas sobre el eje excéntrico)

Fuente: [Autor]

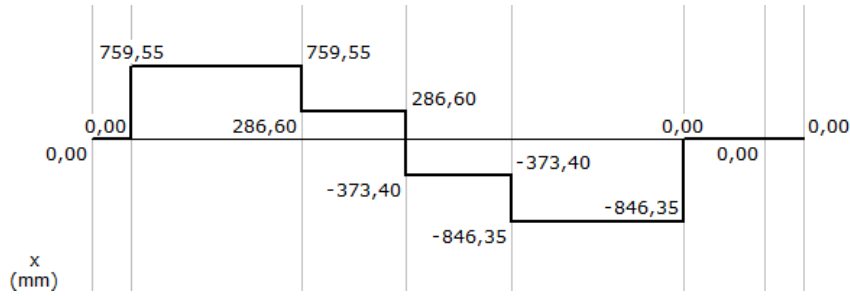


Figura 3-96 (Fuerza cortante eje excéntrico)

Fuente: [Autor]

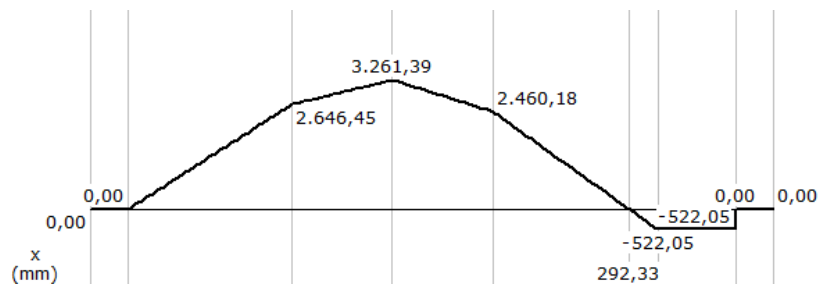


Figura 3-97 (Momento flector eje excéntrico)

Fuente: [Autor]

El momento máximo calculado es de 3261,33 lb pulg, con el que realizaremos el diseño a fatiga, además se deberá tomar en cuenta el torque (torsión) producido que es de 522,05 pulg. El eje se maquina en acero AISI 4340 con S_{ut} igual a 170 Kpsi y S_y igual a 156 Kpsi.

A partir de la ecuación de Gerber mostrada a continuación se calculara el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

$$A = \sqrt{4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2}$$

$$B = \sqrt{4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2}$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se'$$

$$A = 6585,17$$

$$B = 6585,17$$

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Como el eje será maquinado a es igual a 2,70 y b -0,265.

$$k_a = 0,69$$

Se empezará el diseño del eje con un diámetro de 1,5 pulgadas, por lo tanto:

$$k_b = 0,879d^{-0,107}$$

$$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$$

$$k_b = 0,873$$

Para k_c se utiliza:

$$k_c = 1$$

El eje estará trabajando a una temperatura de 50°C.

$$k_d = 1,01$$

Se tomará una confiabilidad de 50% como se muestra en la figura:

$$k_e = 1$$

Como el momento máximo no se presenta en la reducción del eje, el factor de concentración de esfuerzos será igual a 1.

$$k_f = 1$$

$$Se' = 0,5Sut$$

$$Sut \leq 200Kpsi$$

$$Se' = 85kpsi$$

Una vez determinados todos los factores se halla Se:

$$Se = 43,03kpsi$$

Con un factor de seguridad igual a 1,5 se calcula el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi Se} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1,07 \text{ pulgadas}$$

Estandarizamos a 40mm y recalculamos el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{8A}{\pi d^3 Se} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BSe}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$n = 4,68$$

3.4.8.19 Soldaduras Mecanismo de elevación

Tambor

Para el tambor se ocupará electrodo 7018 ($S_y = 57$ Kpsi) [20]

El espesor del tambor es de 10mm por lo tanto la longitud de la garganta será igual a:

$$L_{garganta} = 0,1875pulg$$

El cordón de soldadura se realizará perimetralmente por lo tanto el área del cordón será a igual:

$$A = 2\pi rlg$$

$$A = 2,89pulg^2$$

El estado crítico de la soldadura se producirá cuando la carga sea elevada:

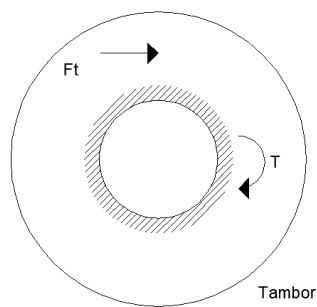


Figura 3-98 (Esquema soldadura tambor)

Fuente: [Autor]

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

$$\tau = \frac{1,98Klb}{2,89pulg^2}$$

$$\tau = 683,82$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)Electrodo$$

$$\tau < 0,3(57Kpsi)$$

$$683,82Kpsi < 17,1 Kpsi$$

Por lo tanto la soldadura resiste.

Carro

Para el carro se ocupará electrodo 6011 (Sy = 60Kpsi)

El espesor del canal u y del tubo cuadrado es de 4mm por lo tanto la longitud de la garganta será igual a:

$$L_{garganta} = 0,125pulg$$

Se realizarán 8 cordones de 80mm de longitud:

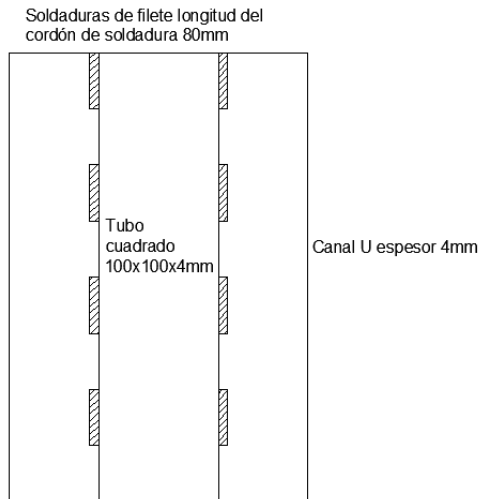


Figura 3-99 (Esquema soldadura del carro transportador)

Fuente: [Autor]

El área del cordón de soldadura será igual a la longitud de la garganta por la longitud del cordón de soldadura:

$$A = Lg * Lc$$

$$A = 0,39pulg^2$$

El estado crítico de la soldadura se producirá cuando la carga sea elevada:

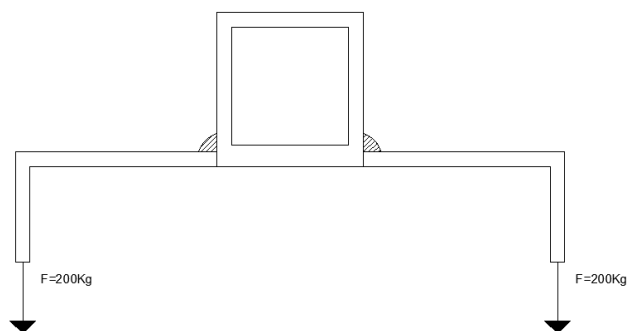


Figura 3-100 (Cargas sobre el carro transportador)

Fuente: [Autor]

Como se realizarán 8 cordones de soldadura, la carga se multiplicará por 3 (factor de seguridad) y se dividirá para los 8 cordones por lo tanto:

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

$$\tau = 419,42psi$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)Electrodo$$

$$\tau < 0,3(60Kpsi)$$

$$419,42psi < 18 Ksi$$

Por lo tanto la soldadura resiste.

Base Motor

Para la base del motor se ocupará electrodo 6011 ($Sy = 60Kpsi$)

El espesor de la base del motor es de 4 mm y de las platinas que lo soportan 6,35mm por lo tanto la longitud de la garganta será igual a:

$$L_{garganta} = 0,125pulg$$

Se realizarán 6 cordones de soldadura de 40 mm de longitud:

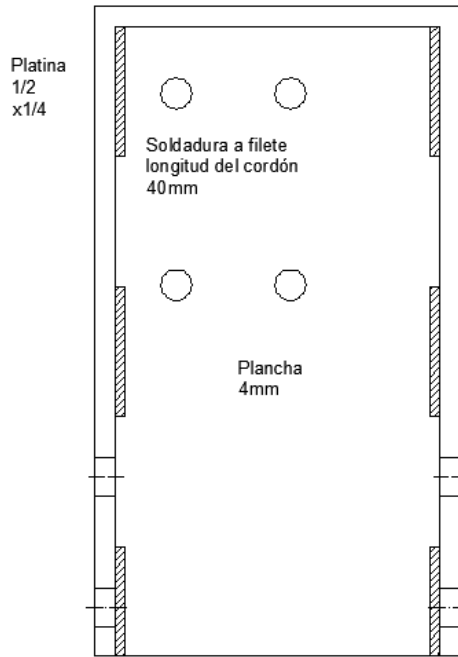


Figura 3-101 (Esquema soldadura base motor)

Fuente: [Autor]

El área del cordón de soldadura será igual a la longitud de la garganta por la longitud del cordón de soldadura:

$$A = L_g * L_c$$

$$A = 0,19pulg^2$$

El estado crítico producirá la masa del motor:

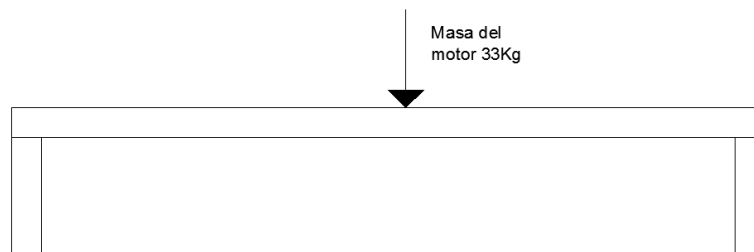


Figura 3-102 (Carga sobre la base motor)

Fuente: [Autor]

Como se realizarán 6 cordones de soldadura, la carga se multiplicará por 3 (factor de seguridad) y se dividirá para los 6 cordones por lo tanto:

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

$$\tau = 36,33psi$$

Según la AISC el esfuerzo permisible en soldadura de filete sometida a cortante se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau < 0,3(Sy)Electrodo$$

$$\tau < 0,3(60Kpsi)$$

$$185,12psi < 18 Ksi$$

3.4.8.20. Uniones empennadas mecanismo de elevación

Para este caso, la carga crítica a la que serán sometidos los pernos sobre la base del motor (4 pernos en la base) será la mayor reacción hallada, como se muestra en la figura:

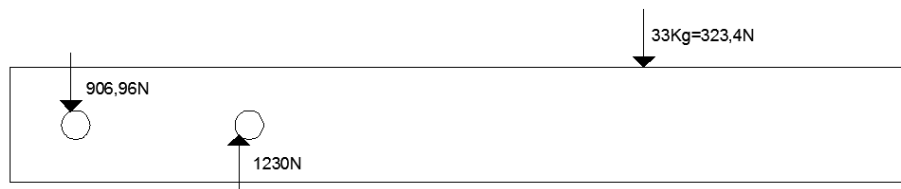


Figura 3-103 (Reacciones sobre las placas de la base del motor)

Fuente: [Autor]

Los pernos empleados serán de ½ ” SAE grado 1 con una resistencia de prueba mínima de 33 Kpsi. Como son cuatro pernos la fuerza que se ejerce será dividida para 4, se empleará un factor de seguridad de 3:

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

$$\tau = 1,41Kpsi < 33Kpsi$$

Se colocarán cuatro pernos a cada lado del canal u, por lo tanto la carga a la que estarán sometidos será igual a la carga total a elevar más la masa del mecanismo de elevación (400 Kg), por motivos de seguridad se empleará un factor de seguridad de 3. Serán 8 pernos, por lo que la carga será dividida para 8.

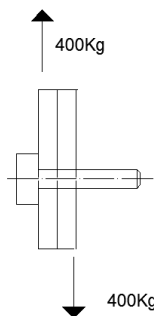


Figura 3-104 (Esquema pernos base motor)

Fuente: [Autor]

Los pernos empleados serán de 3/8” SAE grado 1 con una resistencia de prueba mínima de 33 Kpsi.

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

$$\tau = 2,987$$

$$\tau = 2,987 Kpsi < 33Kpsi$$

Finalmente se colocarán cuatro pernos (dos a cada lado del mecanismo de frenado), por lo tanto la carga a la que estarán sometidos será igual a la normal calculada en la parte del diseño de zapatas (1289,69 lb).

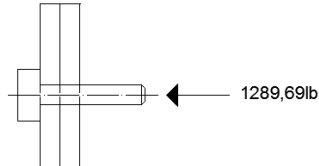


Figura 3-105 (Esquema ángulos de regulación de las zapatas)

Fuente: [Autor]

Los pernos empleados serán de 3/8" SAE grado 4 con una resistencia de prueba mínima de 65 Kpsi.

En este caso el perno estará sometido a una fuerza axial quedándonos:

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

$$\sigma = 17,51Kpsi$$

$$n = \frac{Sy}{\sigma}$$

$$n = 5,71$$

3.4.8.21 Estructura del mecanismo de elevación

3.4.8.21.1 Análisis de la base del motor

Se utilizará un software de análisis para verificar las deformaciones y deflexiones máximas.

La fuerza a la que será sometida la placa será igual a la masa del motor dividida para cuatro debido a que el motor se empotra sobre cuatro pernos, como se muestra en la figura:

La masa de motor es de 33 Kg:

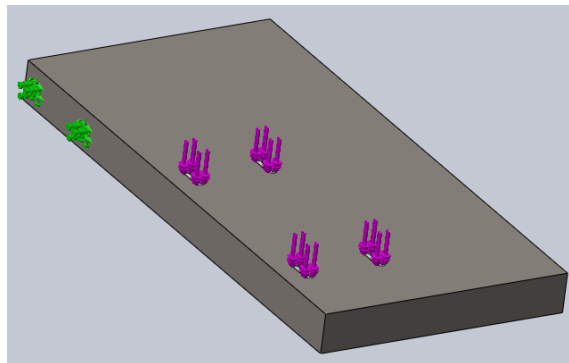


Figura 3-106 (Fuerzas sobre la base del motor)

Fuente: [Autor]

Von Misses

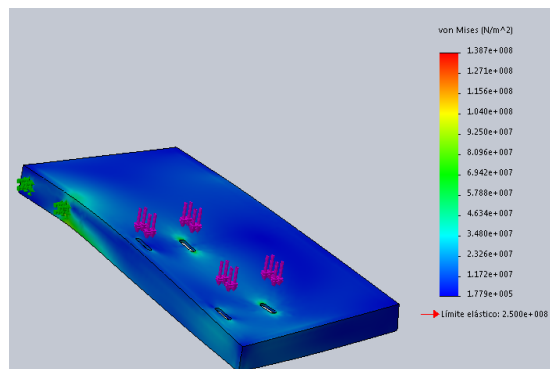


Figura 3-107 (Esfuerzo de Von Misses base motor)

Fuente: [Autor]

La parte crítica será en los agujeros para los pernos donde el esfuerzo de Von Mises es igual a 138663856.0 N/m², la placa será realizada en acero A36, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 1,8$$

Deflexión

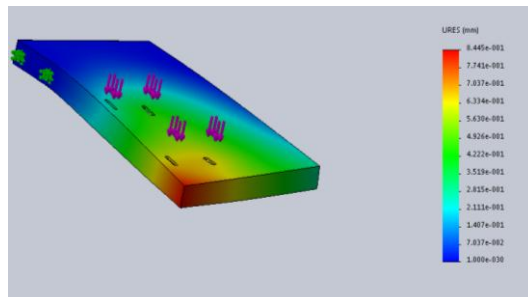


Figura 3-108 (Deflexión máxima base motor)

Fuente: [Autor]

La deflexión máxima en el extremo de la placa será igual a 0,8 mm.

3.4.8.21.2 Carro transportador

La carga a la que será sometido el carro transportador será igual a la masa del mecanismo de elevación más la masa a elevar dividida para ocho debido a que la carga se distribuirá para los ocho agujeros donde irán colocados los pernos, como se muestra en la figura:

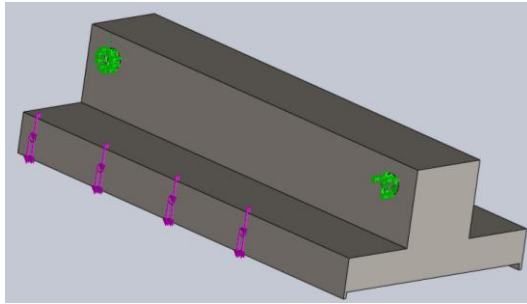


Figura 3-109 (Fuerzas sobre el carro transportador)

Fuente: [Autor]

La masa del mecanismo de elevación más la masa a elevar es igual a 400 Kg, se tendrá un factor de seguridad igual a 3.

Von misses

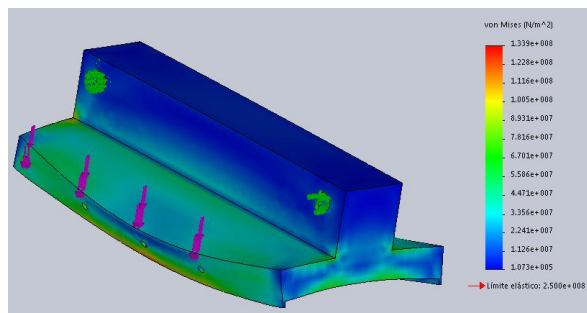


Figura 3-110 (Esfuerzo de Von Misses carro transportador)

Fuente: [Autor]

La parte crítica se produce en los agujeros donde van colocadas las placas laterales, el esfuerzo de Von Misses es igual a 133909648.0 N/m², el carro transportador está hecho de acero A36, el factor de seguridad es igual a:

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

$$n = 1,86$$

Deflexión

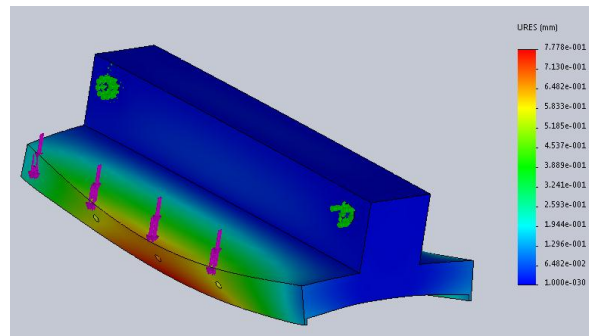


Figura 3-111 (Deflexión máxima carro transportador)

Fuente: [Autor]

La deflexión máxima se produce en los agujeros y es igual a 0,8 mm.

3.4.8.21.3 Placas Laterales

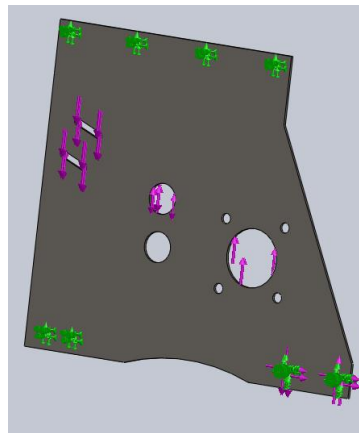


Figura 3-112 (Fuerzas sobre las placas laterales)

Fuente: [Autor]

Von Misses

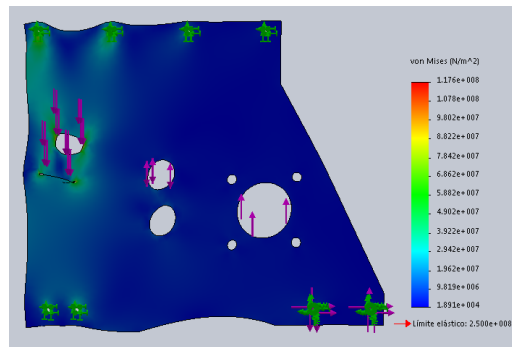


Figura 3-113 (Esfuerzo de Von Misses placas laterales)

Fuente: [Autor]

La parte crítica será en las ranuras de regulación para las zapatas donde el esfuerzo de Von Misses es igual a $117618976.0 \text{ N/m}^2$, la placa será realizada en acero A36, el factor de seguridad es igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 2,1$$

Deflexión

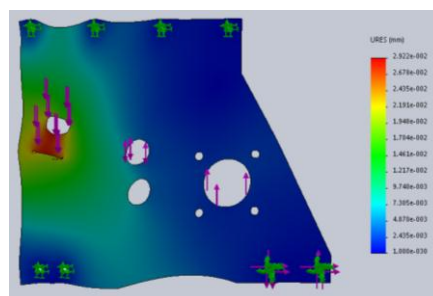


Figura 3-114 (Deflexión máxima placas laterales)

Fuente: [Autor]

La deflexión máxima se produce en las ranuras de regulación de las zapatas y es igual a $2,992 \times 10^{-2}$ mm.

3.4.8.22 Análisis de vibraciones

Realizando ciertas simplificaciones al modelo total realizamos el análisis de vibraciones para verificar que en la máquina no exista resonancia, es decir que la frecuencia natural de la máquina y la frecuencia forzada del motor no se igualen.

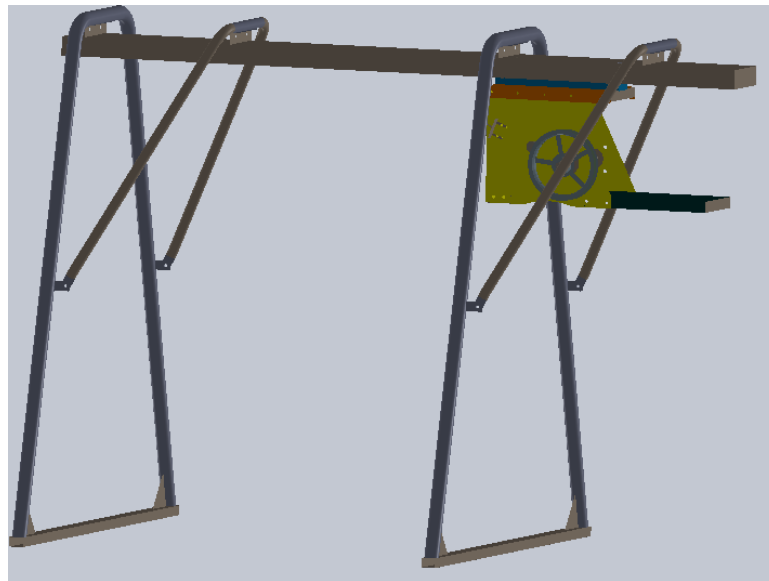


Figura 3-115 (Modelo simplificado)

Fuente: [Autor]

Aplicando el material a cada una de las partes y aplicando la fuerza que ejerce el motor sobre la base, colocamos los apoyos y la gravedad.

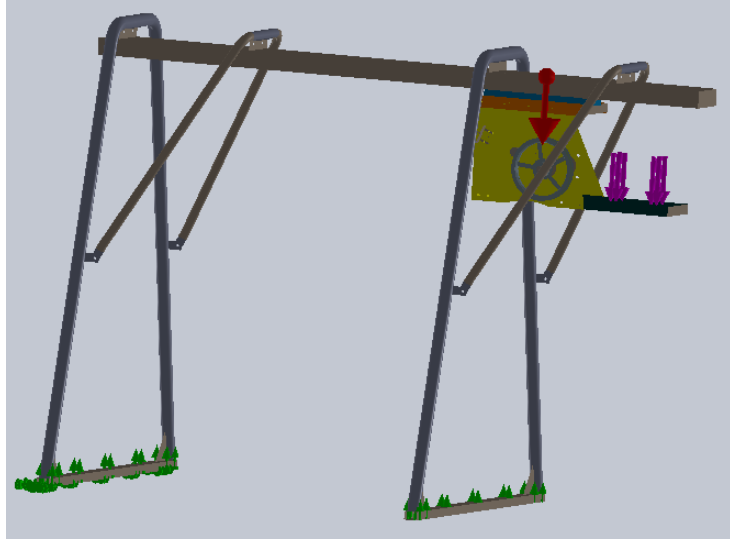


Figura 3-116 (Aplicación de condiciones de borde)

Fuente: [Autor]

Mallamos y ejecutamos.

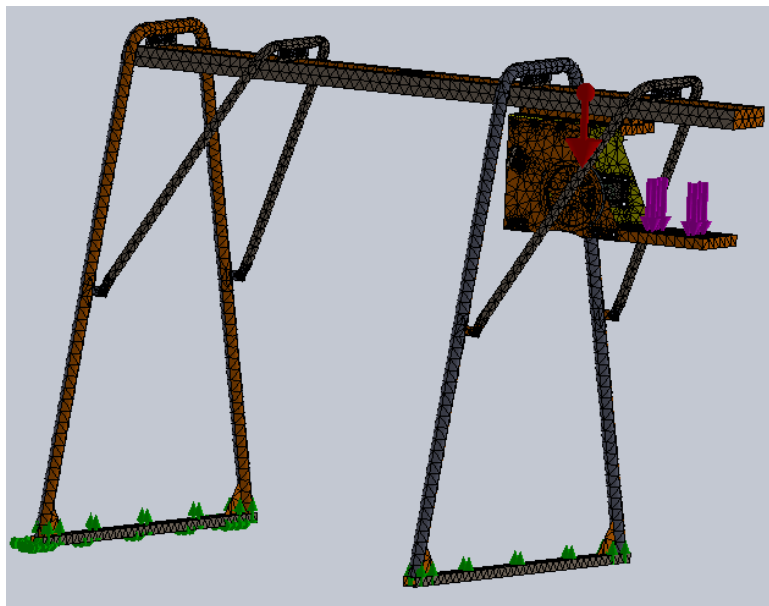


Figura 3-117 (Mallado del modelo)

Fuente: [Autor]

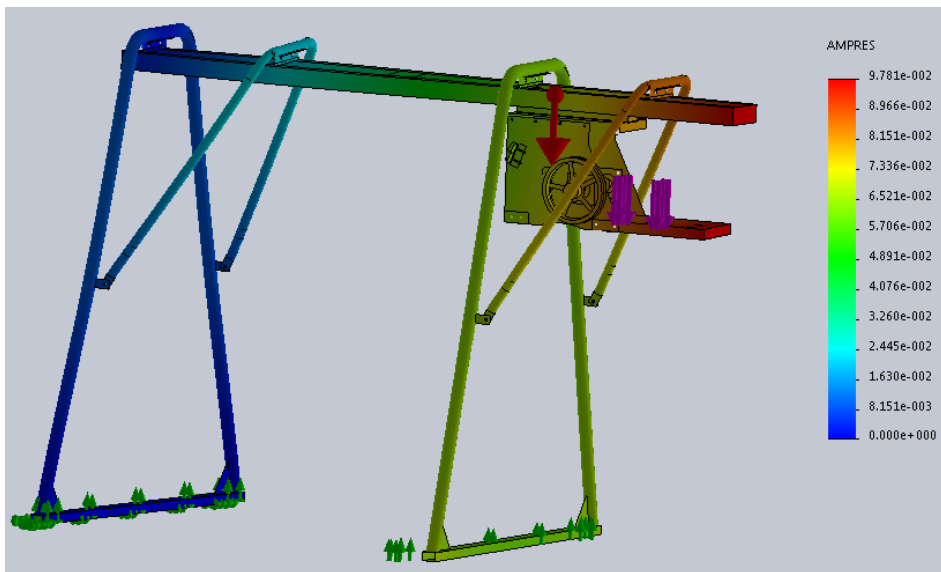


Figura 3-118 (Resultados obtenidos)

Fuente: [Autor]

Se despliega el listado de frecuencias resonantes.

Tabla 3-56 (Frecuencias resonantes)

N° de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	12,379	1,9701	0.50758
2	29,322	4,6667	0.21429
3	46,16	7,3465	0.13612
4	78,206	12,447	0.080342
5	84,758	13,49	0.074131
6	114,04	18,15	0.055097
7	127,02	20,217	0.049464
8	166,08	26,432	0.037832
9	205,31	32,675	0.030604
10	271,8	43,258	0.023117

Fuente: [Autor]

La frecuencia crítica hallada es igual a 271,8 rad/seg. La frecuencia forzada del motor es igual a 261,79 rad/seg (2500 rpm), por lo tanto no existe resonancia.

3.4 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Una vez realizados y verificados todos los cálculos de la máquina y el diseño de cada una de las partes de la misma, se procederá a la construcción con la ayuda de máquinas-herramientas y los planos del conjunto como se describe a continuación:

3.4.1 CONSTRUCCIÓN DEL ELEVADOR

La construcción del elevador de carga se llevará a cabo en un taller mecánico que brinde todas las facilidades en cuanto a máquinas-herramientas así como de talento humano.

3.4.2 REQUERIMIENTOS DE LA CONSTRUCCIÓN

Se detallan a continuación cada uno de los elementos empleados en la construcción:

3.4.2.1 Máquinas y Equipos

- Cortadora.
- Esmeril.
- Soldadora de arco eléctrico.
- Taladro de pedestal.
- Taladro manual.
- Cortadora de plasma.
- Torno.

3.4.2.2 Herramientas

- Brocas.
- Elementos de trazado.

- Martillo.
- Sierra de mano.
- Lija.

3.4.2.3 Instrumentos de medición y calibración

- Escuadras.
- Calibrador pie de rey.
- Nivel.
- Flexómetro.

3.4.2.4 Materia prima

- UPN 80.
- Canal U 200 x 50 x 4 mm.
- Tubo cuadrado 100 x 100 x 4 mm.
- Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 2”.
- Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 1 ¼”.
- Tubería Redonda Ø 125 mm”.
- Tubería Redonda Ø 270 mm”.
- Tubo estructural rectangular 60 x 40 x 2 mm.
- Plancha 6 mm.
- Plancha de 4 mm.
- Plancha de 2 mm.
- Ángulo de 2 x ¼ “.
- Ángulo de 1 ½ x ¼ “.
- Platina de 3 x ¼”.
- Platina de 1 ½x 5/16.
- Platina de 1 ½ x ¼ “.
- Eje de 3” Acero 1018.
- Eje de 1 ½” Acero 1018.

- Eje de 1" Acero 1018.
- Eje de 40 mm AISI 4340.
- Varilla redonda lisa de 18 mm.
- Varilla redonda lisa de 8 mm.
- Pernos de 3/8".
- Tuercas de 3/8"
- Arandelas de 3/8".
- Pernos de 15 mm.
- Tuercas de 15 mm.
- Arandelas de 15 mm.
- Pernos de 1/2".
- Tuercas de 1/2".
- Arandelas de 1/2".
- Electrodo.

3.4.2.5 Elementos condicionantes

- Motor.
- Poleas.
- Bandas.
- Chumaceras.
- Resorte.
- Rodamientos.
- Zapatas.
- Cable.
- Gancho.
- Sujeta cables.
- Prisioneros.

3.4.3 FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL ELEVADOR

Este proceso debe seguir un orden determinado, debido a que es un sistema modular y necesita de cierta precisión a la hora de elaborar todos sus elementos constitutivos.

3.4.3.1 Estructura Principal

Una vez realizada la compra de la materia prima y de acuerdo a los planos se realizan los cortes y ensamblajes necesarios:

La estructura está conformada por:

- UPN 80.
- Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 2”.
- Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 1 ¼”.
- Tubo estructural rectangular 60 x 40 x 2 mm.
- Plancha 6 mm.
- Ángulo de 2x ¼ “.
- Ángulo de 1 ½ x ¼ “.



Figura 3-119 (Viga Carrilera)

Fuente: [Autor]



Figura 3-120 (Parante)

Fuente: [Autor]



Figura 3-121 (Soporte parante)

Fuente: [Autor]



Figura 3-122 (Nervio parante)

Fuente: [Autor]

3.4.3.2 Mecanismo de Elevación

Base del motor



Figura 3-123 (Base Motor)

Fuente: [Autor]

Constituida por:

- Plancha de 4mm.
- Platina de $1 \frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$ “.

3.4.3.3 Operaciones de Mecanizado

3.4.3.3.1 Eje de rodillos

Será fabricado en acero 1018, donde se ubicarán los rodillos que transmitirán el movimiento hacia el tambor.



Figura 3-124 (Eje rodillos)

Fuente: [Autor]

3.4.3.3.2 Eje del carro transportador

Elaborado en acero 1018, este eje irá ubicado en el carro transportador y será el encargado de soportar las ruedas del mecanismo de elevación.



Figura 3-125 (Eje carro transportador)

Fuente: [Autor]

3.4.3.3.3 Eje excéntrico

Debido a que este será el eje más importante debido a que es el que soporta la mayoría de las cargas, será hecho en acero 4340, tiene como función desacoplar al tambor de las zapatas y permitir el contacto con el eje de rodillo.



Figura 3-126 (Eje excéntrico)

Fuente: [Autor]

3.4.3.3.4 Ruedas

Serán elaboradas en acero 1018, de acuerdo a los planos deberán tener una inclinación para permitir el movimiento sobre los carriles de la viga UPN.



Figura 3-127 (Ruedas)

Fuente: [Autor]

3.4.3.3.5 Bocines

Los bocines serán realizados en acero 1018, debido a que el giro al que estarán sometidos será mínimo.



Figura 3-128 (Bocines)

Fuente: [Autor]

3.4.3.3.6 Rodillos

Encargados de transmitir el movimiento hacia el tambor.



Figura 3-129 (Rodillos)

Fuente: [Autor]

3.4.3.4 Carro transportador

Los principales componentes del carro transportador son:

- Canal U 200 x 50 x 4 m
- Tubo cuadrado 100 x 100 x 4mm
- Platina de 1 ½ x ¼ “.

El canal U será cortado en dos y soldado en la parte inferior del tubo cuadrado, se colocará la platina como soporte entre cada lado del canal u.



Figura 3-130 (Carro transportador)

Fuente: [Autor]

3.4.3.5 Placas Laterales

De acuerdo a los planos y cálculos las placas laterales serán de acero A36, de 4mm de espesor; estarán soportando la gran mayoría de los elementos de la máquina, los cortes que se observan en la misma son realizados mediante plasma.



Figura 3-131(Placas laterales)

Fuente: [Autor]

3.4.3.6 Tambor

Constituido por:

- Tubería Redonda Ø 125 mm”.
- Tubería Redonda Ø 270 mm”.

Ambas tuberías tienen 10mm de espesor, la que cumplirá con la función de polea de enrollamiento será la más pequeña, ambas serán soldadas y rectificadas de acuerdo a los planos. La tubería más grande será la encargada de recibir el movimiento del eje de rodillos.



Figura 3-132 (Tambor)

Fuente: [Autor]

3.4.3.6 Mecanismo de frenado

Será realizado sobre un marco hecho de platina, sobre el cual se asentarán las zapatas. El mecanismo de frenado estará acoplado a las placas laterales y será regulable mediante pernos colocados sobre unos ángulos, debido al desgaste de las zapatas.



Figura 3-133 (Mecanismo de frenado)

Fuente: [Autor]

3.4.3.7 Palanca

De acuerdo a los cálculos la palanca deberá ser de 18mm de diámetro, estará conectada al eje excéntrico para permitir el desacople del tambor.



Figura 3-134 (Palanca)

Fuente: [Autor]

3.4.3.8 Resorte

De acuerdo a los cálculos el resorte será de acero duro A227, mantendrá el tambor frenado contra las zapatas y permitirá el retorno de la palanca a la posición inicial.



Figura 3-135 (Resorte)

Fuente: [Autor]

3.4.4 MONTAJE FINAL

Una vez armada la estructura y el mecanismo de elevación se verificarán nuevamente las medidas, y se observará que el carro transportador este bien alineado sobre los rieles, también se verificará el contacto entre los rodillos y el tambor, así como el mecanismo de frenado.



Figura 3-136 (Montaje final)

Fuente: [Autor]

3.5 PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

Siga siempre detenidamente las precauciones de seguridad, con el objetivo de resguardar la integridad del personal que trabaja con el sistema:

1. El elevador ha sido diseñado y construido para la elevación de objetos y materiales. Está absolutamente prohibido utilizarlo para el transporte y elevación de personas o de estructuras sobre las que se encuentren personas o animales.
2. No se detenga ni transite por debajo del radio de acción de elevación de cargas.
3. El sistema debe ser utilizado única y exclusivamente por personal experto o en todo caso capaz de operar de forma segura, respetando la integridad propia y la ajena.
4. Recuerde que la caída de materiales o el desenganche de la carga puede originar situaciones peligrosas. Es por tanto, extremadamente importante utilizar medios apropiados y seguros como ganchos o eslingas de carga.
5. Está completamente prohibido aferrar o tocar con las manos el tambor, el cable o el gancho de elevación durante las operaciones de subida o bajada de la carga, especialmente cerca del fin del trayecto.

3.6 MANTENIMIENTO

Tabla 3-57 (Cuadro mantenimiento motor)

CUADRO MANTENIMIENTO MOTOR	
<i>Las primeras 5 horas</i>	
	<ul style="list-style-type: none">• Cambie aceite
<i>Cada 8 horas o diariamente</i>	
	<ul style="list-style-type: none">• Compruebe el nivel de aceite del motor.• Limpie el área alrededor del mofle y los controles.• Limpie el protector de dedos.
<i>Cada 25 horas o anualmente</i>	
	<ul style="list-style-type: none">• Limpie el filtro de aire*• Limpie el pre-filtro*
<i>Cada 50 horas o anualmente</i>	
	<ul style="list-style-type: none">• Cambie el aceite del motor.• Compruebe el mofle y el atrapachispas.

<i>Cada 100 horas o anualmente</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Cambie aceite
<i>Anualmente</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Cambie el filtro de aire • Reemplace el pre-filtro • Cambie la bujía • Limpie el sistema de enfriamiento de aire*

Fuente: [Autor]

*Limpie con mayor frecuencia en condiciones de mucho polvo o cuando el aire contenga muchas partículas.

Tabla 3-58 (Partes sometidas a recambio)

PARTES SOMETIDAS A RECAMBIO		
<i>Ítem</i>	<i>Operación</i>	<i>Horas</i>
<i>Bandas</i>	Cambio	5816
<i>Rodamiento tambor</i>	Cambio	17164,06
<i>Rodamiento Carro transportador</i>	Cambio	21437,5
<i>Chumaceras</i>	Cambio	5695,31
<i>Rodillos</i>	Cambio	Comprobar el desgaste
<i>Resorte</i>	Cambio	Verificar la fuerza de frenado
<i>Zapatas</i>	Cambio	Comprobar el desgaste
<i>Cable</i>	Cambio	Comprobar fallas localizadas

Fuente: [Autor]

3.7 PRESUPUESTO

3.7.1 COSTOS DIRECTOS

3.7.1.1 Costo Materia Prima

Tabla 3-59 (Costo materia prima)

<i>Material</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Unidad</i>	<i>Valor Unitario \$</i>	<i>Valor total \$</i>
UPN 80.	6	m	\$ 14,16	\$ 84,96
Canal U 200x50x4mm.	0,55	m	\$ 8,30	\$ 4,57
Tubo cuadrado 100x100x4mm.	0,4	m	\$ 12,38	\$ 4,95
Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 2”.	6	m	\$ 4,66	\$ 27,96
Tubería Redonda ISO 65 Serie Liviana II Ø 1 ¼”.	6	m	\$ 2,88	\$ 17,28
Tubería Redonda Ø 125mm”.	0,12	m	\$ 40,75	\$ 4,89
Tubería Redonda Ø 270mm”.	0,13	m	\$ 71,23	\$ 9,26
Tubo estructural rectangular 60x40x2mm.	4,8	m	\$ 2,80	\$ 13,44
Plancha 6mm.	4,18	m	\$ 5,00	\$ 20,90
Plancha de 4mm.	4,17	m	\$ 3,00	\$ 12,51
Plancha de 2mm.	30,135	m	\$ 1,00	\$ 30,14
Ángulo de 2x ¼ “.	0,8	m	\$ 5,00	\$ 4,00
Ángulo de 1 ½ x ¼ “.	1,1	m	\$ 4,15	\$ 4,57
Platina de 3x ¼”.	0,26	m	\$ 4,33	\$ 1,13
Platina de 1 ½x 5/16.	0,1	m	\$ 3,72	\$ 0,37
Platina de 1 ½ x ¼ “.	0,5	m	\$ 2,16	\$ 1,08
Eje de 3” Acero 1018.	0,3	m	\$ 49,80	\$ 14,94
Eje de 1 ½” Acero 1018.	0,48	m	\$ 17,61	\$ 8,45
Eje de 1” Acero 1018.	0,4	m	\$ 9,22	\$ 3,69
Eje de 40 mm AISI 4340.	0,4	m	\$ 53,94	\$ 21,58
Varilla redonda lisa de 18mm.	3,05	m	\$ 2,29	\$ 6,98
Varilla redonda lisa de 8mm.	1,9	m	\$ 0,66	\$ 1,25
Electrodo 6011	0,2	kg	\$ 3,75	\$ 0,75
Electrodo 6013	0,1	kg	\$ 5,00	\$ 0,50
Electrodo 7018	0,1	kg	\$ 6,00	\$ 0,60
			TOTAL	\$ 300,74

Fuente: [Autor]

3.7.1.2 Costo de elementos normalizados adicionales

Tabla 3-60 (Costo elementos normalizados)

<i>Material</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Unidad</i>	<i>Valor Unitario \$</i>	<i>Valor total \$</i>
Motor	1	u	\$ 550,00	\$ 550,00
Polea 12"	1	u	\$ 48,00	\$ 48,00
Polea 2,5"	1	u	\$ 3,00	\$ 3,00
Bandas 3VX	3	u	\$ 38,00	\$ 114,00
Chumacera 1 1/2	2	u	\$ 10,50	\$ 21,00
Resorte A227	1	u	\$ 3,06	\$ 3,06
Rodamiento 6207	2	u	\$ 6,88	\$ 13,76
Rodamiento 6204	2	u	\$ 1,33	\$ 2,66
Zapatas	2	u	\$ 6,00	\$ 12,00
Cable 6x19x5/16"	20	m	\$ 0,75	\$ 15,00
Gancho	1	u	\$ 16,29	\$ 16,29
Sujeta cables	4	u	\$ 0,35	\$ 1,40
Prisioneros 3/8	5	u	\$ 0,12	\$ 0,60
Anillos de retención	4	u	\$ 0,35	\$ 1,40
Pernos de 3/8".	10	u	\$ 0,20	\$ 2,00
Tuercas de 3/8"	14	u	\$ 0,04	\$ 0,56
Arandelas de 3/8".	14	u	\$ 0,03	\$ 0,42
Pernos de 7/16"	2	u	\$ 0,13	\$ 0,26
Pernos de 15mm.	4	u	\$ 0,35	\$ 1,40
Tuercas de 15mm.	4	u	\$ 0,08	\$ 0,32
Arandelas de 15mm.	4	u	\$ 0,04	\$ 0,16
Pernos de 1/2".	16	u	\$ 0,30	\$ 4,80
Tuercas de 1/2".	16	u	\$ 0,08	\$ 1,28
Arandelas de 1/2".	16	u	\$ 0,03	\$ 0,48
Pernos acerados 3/8"	4	u	\$ 0,19	\$ 0,76
			TOTAL	\$ 814,61

Fuente: [Autor]

3.7.1.3 Costo de mano de obra

El costo de mano de obra será basado en el sueldo mensual que recibe un técnico del sector de metalmecánica según las tablas de salario mínimos sectoriales del 2016.

Tabla 3-61 (Costo hora)

<i>Cálculo del sueldo</i>	
Sueldo	380,09\$
Beneficios	
Sueldo XIII	31,67\$
Sueldo XIV	31,67\$
Vacaciones	15,84\$
Fondos de Reserva	31,67\$
Aporte IESS	78,30\$
Desahucio	7,98\$
<i>Sueldo Mensual</i>	577,23\$
<i>Sueldo diario</i>	26,24\$
<i>Sueldo por hora</i>	3,28\$

Fuente: [Autor]

Tabla 3-62 (Costo mano de obra)

<i>Ítem</i>	<i>Actividad</i>	<i>T. Operación (h)</i>	<i>Costo Hora \$</i>	<i>Costo Total \$</i>
1	Recepción material	1	\$ 3,28	\$ 3,28
2	Cortar	6	\$ 3,28	\$ 19,68
3	Soldar	6	\$ 3,28	\$ 19,68
4	Pulir	3	\$ 3,28	\$ 9,84
5	Tornear	6	\$ 3,28	\$ 19,68
6	Taladrar	3	\$ 3,28	\$ 9,84
7	Barolar	3	\$ 3,28	\$ 9,84
8	Lijar	3	\$ 3,28	\$ 9,84
9	Ensamblar	6	\$ 3,28	\$ 19,68
10	Pintar	3	\$ 3,28	\$ 9,84
			TOTAL	\$ 131,20

Fuente: [Autor]

3.7.1.4 Costo directo total

Tabla 3-63 (Costo directo total)

<i>Costo directo Total</i>	
Materia prima	\$ 300,74
Elementos normalizados	\$ 814,61
Costo de mano de obra	\$ 131,20
SUBTOTAL 1	\$ 1.246,55

Fuente: [Autor]

3.7.2 COSTOS INDIRECTOS

3.7.2.1 Costo de materiales

Tabla 3-64 (Costo materiales indirectos)

<i>Material</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Unidad</i>	<i>Valor unitario \$</i>	<i>Valor Total</i>
Pintura esmalte	1	gal	\$ 18,11	\$ 18,11
Masilla plástica	0,1	kg	\$ 0,76	\$ 0,08
Disco de pulir 17"	1	u	\$ 2,85	\$ 2,85
Disco corte 14"	1	u	\$ 7,00	\$ 7,00
Repuestos plasma	1	u	\$ 7,75	\$ 7,75
Grasa lubricante	1	kg	\$ 4,20	\$ 4,20
Guaípe	10	u	\$ 6,00	\$ 60,00
Thinner	1	gal	\$ 0,10	\$ 0,10
			TOTAL	\$ 100,09

Fuente: [Autor]

3.7.2.2 Costos imprevistos

Tabla 3-65 (Costos imprevistos)

<i>Descripción</i>	<i>Valor Total \$</i>
Movilización	\$ 20,00
Transporte máquina	\$ 10,00
Anillados	\$ 60,00
Planos	\$ 25,00
Materiales Extras	\$ 10,00
Varios	\$ 12,00
TOTAL	\$ 137,00

Fuente: [Autor]

3.7.2.3 Costo indirecto total

Tabla 3-66 (Costo indirecto total)

<i>Costo indirecto Total</i>	
Materiales	\$ 100,09
Imprevistos	\$ 137,00
SUBTOTAL 2	\$ 237,09

Fuente: [Autor]

3.7.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Tabla 3-67 (Costo total)

<i>Costo Total</i>	
Costo directo	\$ 1.246,55
Costo indirecto	\$ 237,09
TOTAL	\$ 1.483,64

Fuente: [Autor]

CAPÍTULO IV

4.1 CONCLUSIONES

- El diseño y construcción de un elevador desmontable para la empresa Alvarado Construcciones, en base a los parámetros de diseño solicitados por la misma y con la ayuda de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, ha marcado como precedente que la máquina desarrollada puede ser competitiva con las que se producen a nivel nacional al igual que con las importadas.
- De los diversos tipos de elevadores y en base a criterios que se fundamentan en: bajo costo, funcionalidad, fácil construcción y montaje, mantenibilidad, ergonomía, fiabilidad, tamaño, innovación tecnológica, fuente de energía; se determinó que la opción más idónea es un elevador de tipo caballete.
- El costo total de la máquina fue de \$ 1.483,64, los que se ofertan en el mercado nacional están en \$ 2500, si comparamos ambos valores, el ahorro que se logró fue del 68,5 %.
- En el tercer capítulo se logró describir de una forma rápida y concisa el procedimiento empleado en la construcción del elevador, siguiendo los requerimientos de diseño establecidos por la empresa Alvarado Construcciones.
- De acuerdo al análisis de vibraciones la frecuencia crítica hallada es igual a 271,8 rad/seg y la frecuencia forzada del motor es igual a 261,79 rad/seg (2500 rpm), por lo tanto no existe resonancia.

4.2 RECOMENDACIONES

- Cuando se observe desgaste en elementos mecánicos tales como: zapatas, cables, resortes, rodamientos, bandas, rodillos, etc., se deberá realizar el cambio de partes.
- Una vez realizado el cambio de partes asegurarse de que todos los elementos estén correctamente alineados para evitar un desgaste prematuro.
- Seguir las precauciones de seguridad descritas en el tercer capítulo así como los ítems descritos en la parte de mantenimiento para un correcto funcionamiento del elevador.
- Revisar alternativas de materiales para el elevador, con el objetivo de prevenir o reducir inconvenientes relacionados con la corrosión.
- Tener en cuenta que debido a cuestiones de espacio en el armado de la máquina se colocaron dos bandas, la máquina seguirá operando de manera satisfactoria pero el tiempo de la vida útil de la banda se verá reducido.
- Periódicamente se deberá realizar una limpieza general del elevador para evitar que las partículas del material a ser transportado ocasionen problemas en los elementos móviles del elevador.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Riesgos asociados a la manipulación manual de cargas en el lugar de trabajo, FACTS (Agencia Europea para la Seguridad y la Salud en el Trabajo), Edición 73, Bélgica, 2007.
- [2] Guía de Normas Mínimas de Urbanización, GPE INEN 29, Capítulo 7, Página 94.
- [3] Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas, Acuerdo Ministerial No. 011, publicado en el Registro Oficial No. 253 del 9 de febrero de 1998.
- [4] Miravete Antonio, Larrodé Emilio, Elevadores; Principios e Innovaciones, Editorial Reverte; Año 2007.
- [5] Asociación Española de Normalización y Certificación, UNE 58-104-57, Aparatos de elevación: Conceptos Generales, Parte 3, AENOR, 1987.
- [6] Norma Ecuatoriana de Construcción, NEC-10, Parte 3 Cargas y Materiales, Capítulo 2, Página 5.
- [7] NTE INEN 0152 (2012) (Spanish): Cemento portland. Requisitos.
- [8] NTE INEN 1762, Primera revisión, XX – 2014, Hormigón. Definiciones y terminología.
- [9] NTE INEN 0293 (1978) (Spanish): Ladrillos cerámicos. Definiciones. Clasificación y condiciones generales.
- [10] NTE INEN 0638 (1993) (Spanish): Bloques huecos de hormigón. Definiciones, clasificación y condiciones generales.

[11] NTE INEN 2167 (2011) (Spanish): Varillas de acero con resaltes, laminadas en caliente, soldables, microaleadas o termotratadas, para hormigón armado. Requisitos.

[12] INEN, Dirección de Estadísticas económicas, Unidad de estadísticas estructurales, Anuario de estadística de edificaciones, 2014.

[13] Riba, R., Diseño concurrente. España: Editorial UPC, 2002.

[14] Universidad Nacional de Río Cuarto, Facultad de Ingeniería, Selección y Aplicación de Motores Eléctricos, Argentina, 2001.

[15] Gil Hermógenes, Manual del Automóvil, Reparación y Mantenimiento, Cultural S.A, España, 1999.

[16] www.jossoft.com.ar Pesos Específicos.pdf

[17] <http://www.fullquimica.com/2012/04/densidad-del-agua.html>

[18] Euroimportadora the blue way, Pesos específicos de materiales.pdf.

[19] IZUZU, Comparando motores a diésel y gasolina, obtenido de: <http://isuzumex.com.mx/ecologia/1788#>

[20] Budynas R, Nisbett J, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, McGraw Hill, Octava Edición, México, 2008.

[21] McCormac Jack, Csernak Stephen, Diseño de estructuras de acero, Alfaomega grupo editor S.A. de C.V., Quinta Edición, México, Año 2012.

[22] Leontovich V, Pórticos y Arcos Soluciones condensadas para el análisis estructural, Compañía Editorial Continental S.A., Sexta impresión, 1974.

[23] McCormac Jack, Csernak Stephen, Diseño de estructuras de acero método ASD Alfaomega grupo editor S.A. de C.V. Cuarta Edición, México, Año 2012.

[24] Blodgett O, Design of Welded Structures, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, U.S.A, 1966.

[25] Intermitec, Productos Mecánicos para transmisión de Potencia, Transmisión de potencia, Poleas en V.

[26] Mott R, Diseño de elementos de máquina, Cuarta Edición, Pearson Education, 2006.

[27] Vallejo P, Física Vectorial, Tomo 1, Novena Edición, Ediciones Rodín, 2009.

[28]DIN 4130.

[29] FAG, Rodamientos FAG, Catálogo WL 41 529/3 SB.

ANEXOS

Anexo A: Percentiles altura hombro

Altura hombro					Altura hombro	Número de personas	FA
139	n	17			135	137,99	0
140	Xmax	152			138	140,99	8
139	Xmin	138			141	143,99	4
150	rango	14			144	146,99	3
145	m	5,06048144	5		147	149,99	0
145	c	2,8	3		150	152,99	2
142					Suma		17
138							
140							
140							
152							
140							
139							
142							
142							
142							
145							

No	Valor 2	Valor 3	Valor 4	Valor 5	Valor 6	Percentil
1	0,17	0	0,17	137,99	8	138,05
2	0,34	0	0,34	137,99	8	138,12
3	0,51	0	0,51	137,99	8	138,18
4	0,68	0	0,68	137,99	8	138,25
5	0,85	0	0,85	137,99	8	138,31
6	1,02	0	1,02	137,99	8	138,37
7	1,19	0	1,19	137,99	8	138,44
8	1,36	0	1,36	137,99	8	138,50
9	1,53	0	1,53	137,99	8	138,56
10	1,7	0	1,7	137,99	8	138,63
11	1,87	0	1,87	137,99	8	138,69
12	2,04	0	2,04	137,99	8	138,76
13	2,21	0	2,21	137,99	8	138,82
14	2,38	0	2,38	137,99	8	138,88
15	2,55	0	2,55	137,99	8	138,95
16	2,72	0	2,72	137,99	8	139,01
17	2,89	0	2,89	137,99	8	139,07
18	3,06	0	3,06	137,99	8	139,14
19	3,23	0	3,23	137,99	8	139,20
20	3,4	0	3,4	137,99	8	139,27
21	3,57	0	3,57	137,99	8	139,33
22	3,74	0	3,74	137,99	8	139,39
23	3,91	0	3,91	137,99	8	139,46
24	4,08	0	4,08	137,99	8	139,52
25	4,25	0	4,25	137,99	8	139,58

26	4,42	0	4,42	137,99	8	139,65
27	4,59	0	4,59	137,99	8	139,71
28	4,76	0	4,76	137,99	8	139,78
29	4,93	0	4,93	137,99	8	139,84
30	5,1	0	5,1	137,99	8	139,90
31	5,27	0	5,27	137,99	8	139,97
32	5,44	0	5,44	137,99	8	140,03
33	5,61	0	5,61	137,99	8	140,09
34	5,78	0	5,78	137,99	8	140,16
35	5,95	0	5,95	137,99	8	140,22
36	6,12	0	6,12	137,99	8	140,29
37	6,29	0	6,29	137,99	8	140,35
38	6,46	0	6,46	137,99	8	140,41
39	6,63	0	6,63	137,99	8	140,48
40	6,8	0	6,8	137,99	8	140,54
41	6,97	0	6,97	137,99	8	140,60
42	7,14	0	7,14	137,99	8	140,67
43	7,31	0	7,31	137,99	8	140,73
44	7,48	0	7,48	137,99	8	140,80
45	7,65	0	7,65	137,99	8	140,86
46	7,82	0	7,82	137,99	8	140,92
47	7,99	0	7,99	137,99	8	140,99
48	8,16	8	0,16	140,99	4	141,11
49	8,33	8	0,33	140,99	4	141,24
50	8,5	8	0,5	140,99	4	141,37
51	8,67	8	0,67	140,99	4	141,49
52	8,84	8	0,84	140,99	4	141,62
53	9,01	8	1,01	140,99	4	141,75
54	9,18	8	1,18	140,99	4	141,88
55	9,35	8	1,35	140,99	4	142,00
56	9,52	8	1,52	140,99	4	142,13
57	9,69	8	1,69	140,99	4	142,26
58	9,86	8	1,86	140,99	4	142,39
59	10,03	8	2,03	140,99	4	142,51
60	10,2	8	2,2	140,99	4	142,64
61	10,37	8	2,37	140,99	4	142,77
62	10,54	8	2,54	140,99	4	142,90
63	10,71	8	2,71	140,99	4	143,02
64	10,88	8	2,88	140,99	4	143,15
65	11,05	8	3,05	140,99	4	143,28
66	11,22	8	3,22	140,99	4	143,41
67	11,39	8	3,39	140,99	4	143,53

68	11,56	8	3,56	140,99	4	143,66
69	11,73	8	3,73	140,99	4	143,79
70	11,9	8	3,9	140,99	4	143,92
71	12,07	12	0,07	143,99	3	144,06
72	12,24	12	0,24	143,99	3	144,23
73	12,41	12	0,41	143,99	3	144,40
74	12,58	12	0,58	143,99	3	144,57
75	12,75	12	0,75	143,99	3	144,74
76	12,92	12	0,92	143,99	3	144,91
77	13,09	12	1,09	143,99	3	145,08
78	13,26	12	1,26	143,99	3	145,25
79	13,43	12	1,43	143,99	3	145,42
80	13,6	12	1,6	143,99	3	145,59
81	13,77	12	1,77	143,99	3	145,76
82	13,94	12	1,94	143,99	3	145,93
83	14,11	12	2,11	143,99	3	146,10
84	14,28	12	2,28	143,99	3	146,27
85	14,45	12	2,45	143,99	3	146,44
86	14,62	12	2,62	143,99	3	146,61
87	14,79	12	2,79	143,99	3	146,78
88	14,96	12	2,96	143,99	3	146,95
89	15,13	15	0,13	149,99	2	150,19
90	15,3	15	0,3	149,99	2	150,44
91	15,47	15	0,47	149,99	2	150,70
92	15,64	15	0,64	149,99	2	150,95
93	15,81	15	0,81	149,99	2	151,21
94	15,98	15	0,98	149,99	2	151,46
95	16,15	15	1,15	149,99	2	151,72
96	16,32	15	1,32	149,99	2	151,97
97	16,49	15	1,49	149,99	2	152,23
98	16,66	15	1,66	149,99	2	152,48
99	16,83	15	1,83	149,99	2	152,74

Anexo B: Percentiles ancho hombros

Altura hombro					Altura hombro	Número de personas	FA
42	n	17			39	40,99	0
45	Xmax	50			41	42,99	3
47	Xmin	41			43	44,99	0
45	rango	9			45	46,99	5
42	m	5,06048144	5		47	48,99	8
41	c	1,8	2		49	50,99	1
47					Suma		17
48							
48							
47							
48							
50							
47							
46							
45							
45							
48							

No	Valor 2	Valor 3	Valor 4	Valor 5	Valor 6	Percentil
1	0,17	0	0,17	40,99	3	41,10
2	0,34	0	0,34	40,99	3	41,22
3	0,51	0	0,51	40,99	3	41,33
4	0,68	0	0,68	40,99	3	41,44
5	0,85	0	0,85	40,99	3	41,56
6	1,02	0	1,02	40,99	3	41,67
7	1,19	0	1,19	40,99	3	41,78
8	1,36	0	1,36	40,99	3	41,90
9	1,53	0	1,53	40,99	3	42,01
10	1,7	0	1,7	40,99	3	42,12
11	1,87	0	1,87	40,99	3	42,24
12	2,04	0	2,04	40,99	3	42,35
13	2,21	0	2,21	40,99	3	42,46
14	2,38	0	2,38	40,99	3	42,58
15	2,55	0	2,55	40,99	3	42,69
16	2,72	0	2,72	40,99	3	42,80
17	2,89	0	2,89	40,99	3	42,92
18	3,06	3	0,06	44,99	5	45,01
19	3,23	3	0,23	44,99	5	45,08
20	3,4	3	0,4	44,99	5	45,15
21	3,57	3	0,57	44,99	5	45,22
22	3,74	3	0,74	44,99	5	45,29
23	3,91	3	0,91	44,99	5	45,35
24	4,08	3	1,08	44,99	5	45,42
25	4,25	3	1,25	44,99	5	45,49

26	4,42	3	1,42	44,99	5	45,56
27	4,59	3	1,59	44,99	5	45,63
28	4,76	3	1,76	44,99	5	45,69
29	4,93	3	1,93	44,99	5	45,76
30	5,1	3	2,1	44,99	5	45,83
31	5,27	3	2,27	44,99	5	45,90
32	5,44	3	2,44	44,99	5	45,97
33	5,61	3	2,61	44,99	5	46,03
34	5,78	3	2,78	44,99	5	46,10
35	5,95	3	2,95	44,99	5	46,17
36	6,12	3	3,12	44,99	5	46,24
37	6,29	3	3,29	44,99	5	46,31
38	6,46	3	3,46	44,99	5	46,37
39	6,63	3	3,63	44,99	5	46,44
40	6,8	3	3,8	44,99	5	46,51
41	6,97	3	3,97	44,99	5	46,58
42	7,14	3	4,14	44,99	5	46,65
43	7,31	3	4,31	44,99	5	46,71
44	7,48	3	4,48	44,99	5	46,78
45	7,65	3	4,65	44,99	5	46,85
46	7,82	3	4,82	44,99	5	46,92
47	7,99	3	4,99	44,99	5	46,99
48	8,16	8	0,16	46,99	8	47,03
49	8,33	8	0,33	46,99	8	47,07
50	8,5	8	0,5	46,99	8	47,12
51	8,67	8	0,67	46,99	8	47,16
52	8,84	8	0,84	46,99	8	47,20
53	9,01	8	1,01	46,99	8	47,24
54	9,18	8	1,18	46,99	8	47,29
55	9,35	8	1,35	46,99	8	47,33
56	9,52	8	1,52	46,99	8	47,37
57	9,69	8	1,69	46,99	8	47,41
58	9,86	8	1,86	46,99	8	47,46
59	10,03	8	2,03	46,99	8	47,50
60	10,2	8	2,2	46,99	8	47,54
61	10,37	8	2,37	46,99	8	47,58
62	10,54	8	2,54	46,99	8	47,63
63	10,71	8	2,71	46,99	8	47,67
64	10,88	8	2,88	46,99	8	47,71
65	11,05	8	3,05	46,99	8	47,75
66	11,22	8	3,22	46,99	8	47,80
67	11,39	8	3,39	46,99	8	47,84

68	11,56	8	3,56	46,99	8	47,88
69	11,73	8	3,73	46,99	8	47,92
70	11,9	8	3,9	46,99	8	47,97
71	12,07	8	4,07	46,99	8	48,01
72	12,24	8	4,24	46,99	8	48,05
73	12,41	8	4,41	46,99	8	48,09
74	12,58	8	4,58	46,99	8	48,14
75	12,75	8	4,75	46,99	8	48,18
76	12,92	8	4,92	46,99	8	48,22
77	13,09	8	5,09	46,99	8	48,26
78	13,26	8	5,26	46,99	8	48,31
79	13,43	8	5,43	46,99	8	48,35
80	13,6	8	5,6	46,99	8	48,39
81	13,77	8	5,77	46,99	8	48,43
82	13,94	8	5,94	46,99	8	48,48
83	14,11	8	6,11	46,99	8	48,52
84	14,28	8	6,28	46,99	8	48,56
85	14,45	8	6,45	46,99	8	48,60
86	14,62	8	6,62	46,99	8	48,65
87	14,79	8	6,79	46,99	8	48,69
88	14,96	8	6,96	46,99	8	48,73
89	15,13	8	7,13	46,99	8	48,77
90	15,3	8	7,3	46,99	8	48,82
91	15,47	8	7,47	46,99	8	48,86
92	15,64	8	7,64	46,99	8	48,90
93	15,81	8	7,81	46,99	8	48,94
94	15,98	8	7,98	46,99	8	48,99
95	16,15	16	0,15	48,99	1	49,29
96	16,32	16	0,32	48,99	1	49,63
97	16,49	16	0,49	48,99	1	49,97
98	16,66	16	0,66	48,99	1	50,31
99	16,83	16	0,83	48,99	1	50,65

Anexo C: Bandas

DATOS DE ENTRADA				
DATOS				
Potencia nominal	Ho	9	Hp	
Revoluciones de entrada	n2	2500	rpm	
Revoluciones de salida	n3	520	rpm	
Relacion de velocidades	mG	4,81		
1.- Potencia corregida Hd				
<u>Factor de servicio</u>	Ks	1,2		
Factor de seguridad	nd	1		
	Hd=	10,8	HP	
2.- Selección de la banda				
En la hoja capacidad de potencia seleccionamos:				
<u>Banda seccion</u>		3V		
En la hoja sección y diámetro mínimo seleccionamos:				
<u>Diámetro primitivo</u>	d	2,5	in	63,50 mm
Diámetro de conducida	D	12,01923077	in	305,29 mm
Velocidad en la linea de	V	1636,250	Pies/min	$V=\pi Dn/12$
Distanvia entre centros	C	15,01	in	
Longitud de paso	Lp	54,324	in	
<u>Delta L</u>	Delta L	33,02	mm	1,300 in
Longitud de correa (L cor)	L=Lp-Delta L	53,024	in	53,000 in
Longitud de paso	L+Delta L	54,300	in	
Constante K	K=	31,505		
Dist entre centros correğ	C=	14,997	in	corregido
Angulo de contacto	Teta d	2,496	rad	
Angulo de contacto	Teta D	3,788	rad	
3.- Potencia admisible por banda Ha				
<u>Factor por ángulo de contacto</u>	K1	0,904		(D-d)/C= 0,635
<u>Factor por longitud</u>	K2	1,140		

<u>Potencia admisible por banda</u>	H _{tab}	2,900	Delta H	0,54	H _p
Potencia permisible por banda	H _a	3,545			H _p

4.- Número de bandas banda

Nb= 3,046

5.- Tensión por banda

<u>K_c</u>	0,425	
F _c	1,138	$K_c \cdot (V/1000)^2$
Delta F	54,454	$(63025H_d/N_b)n(d/2)$
$\exp(f\phi)$	3,591	
F ₁	76,606	lb/banda
F ₂	22,152	lb/banda
F _i	48,241	lb/banda

Factor de seguridad n_f= 1,313

6.- Durabilidad

<u>k_b</u>	230	
F _{b1}	92,000	
F _{b2}	19,136	
T ₁	168,606	
T ₂	95,742	
<u>K</u>	728	
<u>b</u>	12,629	
Numero de pasadas N _p	105279753,936	
Vida en horas t	4852	Horas

Anexo D: Características Motor

Model GX 390	
Engine type	Air cooled 4-stroke OHV petrol engine, 25° inclined cylinder, horizontal shaft, cast Iron sleeve
Bore x stroke	88 x 64 mm
Displacement	389 cm ³
Compression ratio	8.2 : 1
Net power	8.7 kW (11.7 HP) / 3 600 rpm
Cont. rated power	6.4 kW (8.6 HP) / 3 000 rpm 7.0 kW (9.4 HP) / 3 600 rpm
Max. net torque	26.5 Nm / 2.7 kgfm / 2 500 rpm
Ignition system	Digital CDI with variable ignition timing
Starting system	Recoil starter (electric start optional)
Fuel tank capacity	6.1 l
Fuel cons. at cont. rated power	3.5 L/hr - 3 600 rpm
Engine oil capacity	1.1 l
Dimensions (L x W x H)	406 x 460 x 448 mm
Dry weight	31,7 kg

Specifications

Anexo E: Tubo estructural cuadrado

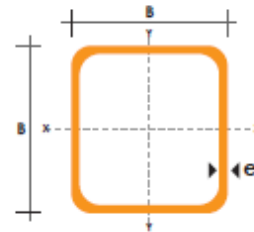
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Anexo F: Tubo estructural rectangular

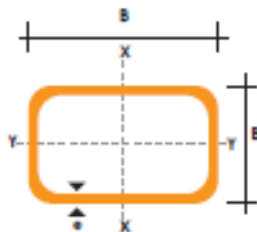
TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



Anexo G: Tubería redonda

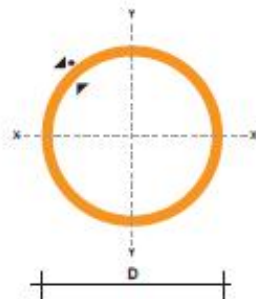
CAÑERIAS NEGRA / GALVANIZADA

Especificaciones Generales

Norma	ISO-65 SERIE LIVIANA II
Recubrimiento	Negras o Galvanizadas
Largo normal	6 mts
Otros largos	Previa consulta
Dimensiones	Desde 1/2" a 4"
Espesor	Desde 2.0 mm a 3.6 mm
Extremos	Roscados solo en galvanizadas



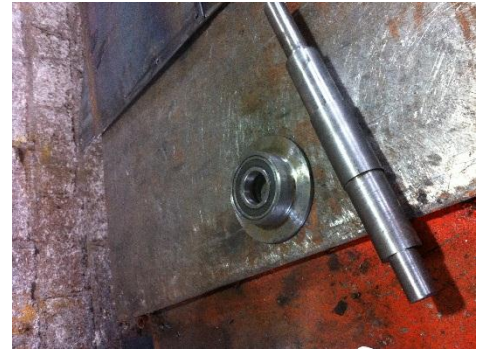
DIAMETRO NOMINAL	DIMENSIONES			PROPIEDADES			
	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	r
Pulg	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	21.35	2.00	0.99	1.22	0.57	0.59	0.68
3/4	26.90	2.30	1.45	1.78	1.34	1.09	0.87
1	33.70	2.50	1.96	2.45	2.98	1.91	1.10
1 1/4	42.40	2.50	2.55	3.13	6.24	3.13	1.41
1 1/2	48.30	2.65	3.02	3.87	10.05	4.41	1.61
2	60.30	2.65	3.79	4.89	20.26	7.04	2.04
2 1/2	73.00	3.20	5.65	7.02	42.73	12.24	2.47
3	88.90	3.20	6.81	8.62	79.09	18.46	3.03
4	114.30	3.60	9.92	12.52	191.78	34.65	3.91

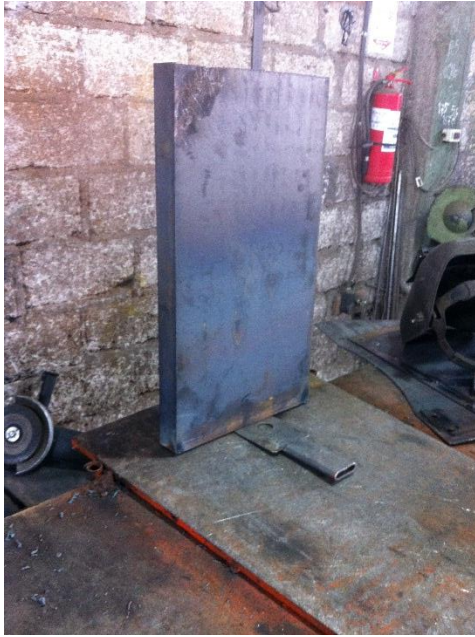


NOMENCLATURA

- A**= Área de la selección transversal del tubo, cm²
- I**= Momento de inercia de la sección, cm⁴
- W**= Módulo resistente de la sección, cm³
- r**= Radio de giro de la sección cm

Anexo H: Fotos







DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA ALVARADO CONSTRUCCIONES.

Joaquín Charvet*; Jorge Guamanquispe†

*Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica
Ambato, Ecuador, e-mail: joaquincharvet@hotmail.com

† Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica
Ambato, Ecuador, e-mail: jorge.guamanquispe@yahoo.es

Resumen: *El presente proyecto tiene por objetivo diseñar y construir una máquina capaz de trasladar verticalmente, de forma rápida y segura los materiales empleados en la empresa Alvarado Construcciones. Para el alcance de este proyecto se realizó un estudio de los elevadores y grúas que pueden servir de base para cumplir el objetivo. Considerando que el elevador debe ser desmontable y de costo factible. Se realizó un análisis de alternativas para determinar la mejor opción de diseño, estableciendo los parámetros técnicos necesarios que cumplan con los requerimientos de la empresa, a partir de esto se procedió al diseño de todos los elementos que constituyen el elevador. Se estableció ciertos parámetros de seguridad para operar la máquina así como también medidas preventivas en el mantenimiento de la misma. Finalmente se detalla el proceso de construcción empleado en el elevador.*

Palabras clave: *Elevador, desmontable, proceso de construcción.*

Abstract: *The purpose of this project is to design and build a machine capable of moving vertically, quickly and safely materials used in the company "Alvarado Construcciones". In order to achieve the objectives of this project a study of elevators and cranes that can serve as a base to meet the target was performed. Accepting the fact that the elevator should be removable and convenient cost. An analysis of alternatives was made to determine the best design option, setting up the necessary technical parameters for achieve the requirements of the company, and with this analysis we proceeded to design all the elements of the elevator. Certain safety parameters were established to operate the machine as well as preventive measures for future maintenance. Finally, the building process used in the elevator is detailed.meet these requirements, and selecting the best of them to finally design each component.*

Keywords: *Elevator, removable, building process.*

I. NOMENCLATURA

Los términos empleados en el presente trabajo son:

El artículo fue recibido el 17 de Agosto del 2016. Este trabajo fue auspiciado por la empresa Alvarado Construcciones, bajo el tema de del proyecto de titulación "Diseño y construcción de un elevador desmontable con capacidad de 300 Kg y 12 m de elevación".

ASTM: American Society for Testing Materials
n: Factor de seguridad
m: metro
mm: milímetro
pulg: pulgada
Kg: kilogramo

II. INTRODUCCIÓN

El proyecto pretende ser la conclusión de la etapa de formación del estudiante, mediante la aplicación de todos los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, por medio del desarrollo de un producto útil que satisfaga una necesidad de la sociedad a través de la aplicación de los conocimientos aprendidos.

La idea es desarrollar un elevador capaz de transportar verticalmente la carga para la empresa Alvarado Construcciones, la cual ha visto la necesidad de implementar uno de ellos debido al tiempo empleado y la mano de obra en la carga y descarga de los materiales de forma manual, así como los riesgos laborales que implica dicha actividad.

Para la realización del proyecto se analizaron varias alternativas y fuentes de energía, seleccionando la más adecuada de acuerdo a los requerimientos de la empresa Alvarado Construcciones. La metodología empleada en los cálculos y el proceso de construcción se detalla en el tercer capítulo.

III. PREPARACIÓN DEL ARTÍCULO

Para el diseño de la máquina, se realiza un estudio en base al caudal de hormigón que se va a ser elevado. De este estudio se llegó a determinar que la máxima carga a elevar será igual a 300 Kg.

En función del estudio realizado, un análisis de alternativas de diseño y un análisis ergonómico, los datos son los siguientes:

- Máxima carga a elevar: 300 Kg
- Altura: 2,15 m.
- Largo: 3 m.
- Ancho mínimo 0,5 m.

El tipo de elevador escogido es de tipo caballete, con motor de combustión interna, debido a que en el análisis de alternativas esta opción es la más idónea.



Figura 1 (Elevador de caballete)

A. Capacidad de carga del elevador

De acuerdo a la referencia [1] Manual Elaboración de Hormigón con cemento Holcim Fuerte, para la preparación de Hormigón para losas se necesita:

- 1 saco de 50 Kg de cemento Holcim Fuerte.

- 35 litros de agua potable.
- 3 parihuelas al ras de arena.
- 3,5 parihuelas al ras de piedra.

Realizando el análisis de densidades y volúmenes de cada material se obtiene que La cantidad de concreto que se prepara en la mezcladora por cada saco de cemento es de 429 Kg, de esta cantidad la mitad (214,5 Kg) se vierte en el elevador, es decir se realizan dos viajes por cada preparación de concreto.

A esta masa se le debe sumar el peso del recipiente que elevará el concreto; que es de alrededor de 40 Kg. Por lo que elevador deberá ser capaz de elevar por lo menos 255 Kg.

B. Volumen Elevado

Realizando la suma de todos los volúmenes empleados en la mezcla, se obtiene que el volumen total a elevar es igual a 0,138 m³.

C. Determinación de la velocidad del elevador

De acuerdo a la referencia [2], se recomienda que la velocidad empleada en la elevación sea igual a 0,7 m/s como se observa en la figura:

Grupos tractores utilizados por los aparatos elevadores según su velocidad y tráfico de aplicaciones		
Clase de instalación	Velocidad del régimen m/s	Grupo tractor
Edificios y vivienda bajos	Hasta 0.70 m/s	Con reductor y motor asíncrono de una velocidad
Edificios de viviendas altos y oficinas	Desde 0,70 a 1 m/s	Con reductor y motor asíncrono de dos velocidades
Edificios de oficinas comerciales, hospitales (montacamillas)	Desde 1 a 2,5 m/s	Con reductor y variador de frecuencia o motor de corriente continua con convertidor c-a
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso	Mayor de 2,5 m/s	Tracción directa y con variador de frecuencia
Almacenes y talleres montacargas o elevadores mixtos de grandes cargas, y a veces montacamillas de hospitales	Hasta 0,7 m/s	Con reductor de motor asíncrono de una a dos velocidades o con variador de frecuencia

Figura 2 (Velocidades recomendadas) [2]

D. Potencia del motor

De la referencia [2], la potencia necesaria para elevar los 300 Kg se calcula de la siguiente manera:

$$P = \frac{Qv}{75n} \quad (1)$$

Donde:

v: velocidad en m/s

Q: Carga no equilibrada en Kg

n: rendimiento del sistema

$$QT = Qb + Qu \quad (2)$$

$$Qc = \frac{Qu}{2} + Qb \quad (3)$$

$$Q = QT - Qc \quad (4)$$

Donde:

QT: peso total canasta más la carga
 Qb: peso de la canasta
 Qc: peso del contrapeso o peso que absorbe la estructura
 Qu: Carga útil (peso carga)

$$Q = 340 \text{ kgf}$$

Aplicando la ecuación (1), Q igual a 340 kgf y una eficiencia de 30% [3], la potencia necesaria es igual a:

$$P = 10,43 \text{ Hp}$$

E. Diseño de viga

Para el diseño de la viga se parte de la siguiente figura:

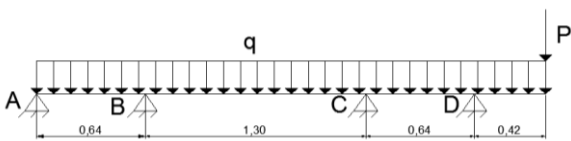


Figura 3 (Viga)

Donde

q: es el peso propio de la viga.

P: es la carga máxima más el peso del mecanismo de elevación.

Se emplea un análisis de rotaciones de la referencia [4], para determinar las reacciones en los apoyos y realizar el diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Una vez resolviendo se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 1 Valores obtenidos

MB	11,45 [Kgm]
MC	26,95 [Kgm]
MD	169,52 [Kgm]
RA	-12,40 [Kg]
RB	63,92 [Kg]
RC	-320,1 [Kg]
RD	719,6 [Kg]

Con el momento máximo hallado y con el procedimiento para encontrar el momento nominal de la viga según la referencia [5] encontramos el factor de seguridad de la viga.

$$n = \frac{\text{Esfuerzo real}}{\text{Esfuerzo nominal}} \quad (5)$$

$$n = 5,87$$

F. Pórtico

Para la resolución del pórtico se trabajará con la reacción máxima hallada en la viga, y se la dividirá para 2 debido a que la sección es doble.

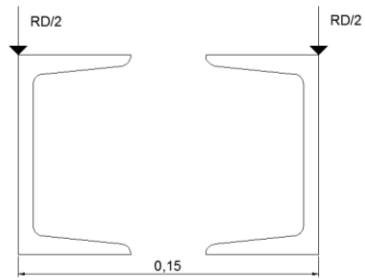


Figura 4 (Reacciones para el pórtico)

Se resolverá el pórtico tomando en cuenta dos casos, y al final se sumará para hallar las fuerzas y momentos totales. La sección para este pórtico será tubería cañería ISO-65 Serie Liviana II de 2 pulgadas de diámetro y de 2,65 mm de espesor.

Se emplearán las ecuaciones de la referencia [6].

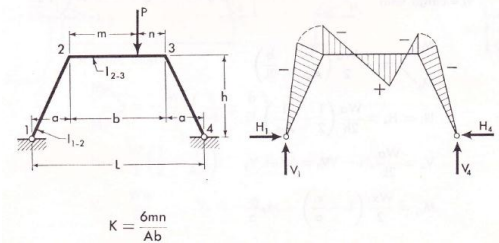


Figura 5 (Pórtico)

$$M2 = M3 = -P \left[k \mp \frac{a(b-2m)}{2L} \right] \quad (6)$$

$$H1 = H4 = \frac{P}{2h} (a + 2K) \quad (7)$$

$$V1 = V4 = \frac{P}{2} \left(1 \pm \frac{b-2m}{L} \right) \quad (8)$$

$$Mx2 = (Pn + M3) \frac{x^2}{b} + M2 \left(1 - \frac{x}{b} \right) \quad (9)$$

G. Viga Columna

Para analizar el miembro estructural como viga columna [7] se halló la reacción total en el pórtico, y se tomó como empotrado y articulado para una mejor aproximación como muestra la figura:

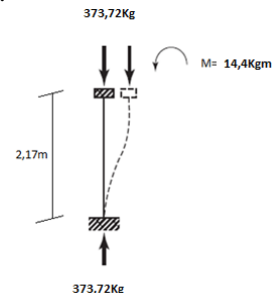


Figura 6 (Viga columna)

Se debe satisfacer la siguiente ecuación:

$$\frac{Pr}{Pc} + \frac{8}{9} \left(\frac{M_{rx}}{M_{cx}} + \frac{M_{ry}}{M_{cy}} \right) \leq 1 \quad (10)$$

Donde P_r es la resistencia axial requerida del miembro, P_c es la resistencia axial del miembro, M_r es la resistencia requerida a los momentos del miembro y M_c la resistencia del miembro a los momentos.

Reemplazando los valores hallados en la Ecuación H1-1a del AISC, como no existen momentos respecto al eje y , el valor que se obtiene es de:

$$0,78 \leq 1$$

H. Base del pórtico

La base del pórtico se realizará con tubo estructural rectangular de 40 x 60 x 2 mm, en acero ASTM A500.

El tubo estará sometido a tensión, y las fuerzas que actuarán sobre el mismo serán las halladas en el cálculo del pórtico.



Figura 7 (Base del pórtico)

Ahora se comprobará la fluencia del material.

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad (11)$$

$$\sigma_y = 0,38Kpsi$$

Para miembros sometidos a tensión se debe verificar que:

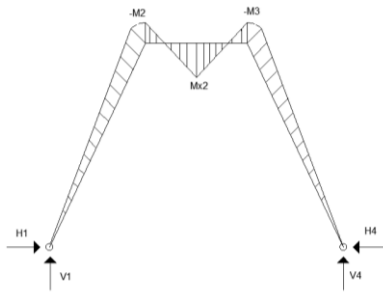
$$\sigma_y \leq 0,6 F_y \quad (12)$$

$$0,38Kpsi < 19,8Kpsi$$

La sección resiste.

I. Parte superior del pórtico

Se verificará el momento nominal de la parte superior del pórtico, tomando en cuenta que es la misma sección de 2" de diámetro. $S_y = 30 \text{ Kpsi}$.



Como el momento M_{x2} es mayor que M_2 y M_3 , se realizarán los cálculos con el mismo.

$$M_{x2} = 58,86Kgm = 5,098Klbpulg$$



Se comprobará la fluencia en el material:

$$M_n = \frac{F_y Z}{\Omega} \quad (13)$$

$$5,38Klbpulg > 5,098Klbpulg$$

J. Análisis cinemático

La velocidad angular con la que se trabajará en el motor será aproximadamente de 2500 rpm, de acuerdo a la gráfica de potencia del motor estaremos empleando 9 hp como se muestra en la figura:

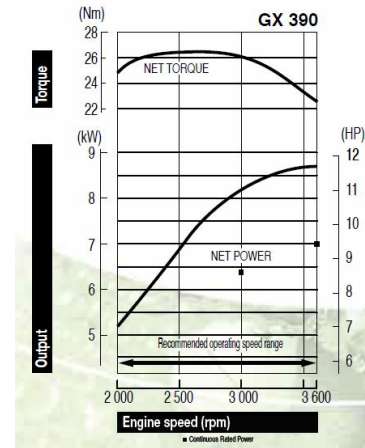


Figura 8 (Potencia nominal del motor)

Tomando la velocidad de 0,7 m/s (recomendada) para elevar carga se realizará el cálculo de la velocidad angular a la cual el tambor deberá girar:

$$\omega = \frac{v_t}{r} \quad (14)$$

Dónde:

ω : velocidad angular [rad/s]

v_t : velocidad tangencial [m/s]

r : radio [m]

El diámetro del tambor elegido será de 0,125 m, por lo tanto:

$$\omega = 11,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 106,95 \text{rpm}$$

Para obtener la velocidad calculada se deberá tener una relación de transmisión igual a 4,8. Por lo tanto las poleas empleadas serán de 2,5 pulgadas para la salida del motor y de 12 pulgadas al eje conectado a los rodillos como se muestra en la figura:

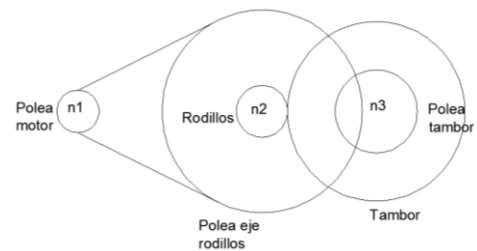


Figura 9 (Esquema relación de transmisión)

K. Bandas

Para el dimensionamiento de las bandas, se parte de los siguientes datos:

Tabla 2 (Datos de entrada)

Potencial Nominal	9hp
Revoluciones de entrada	2500
Revoluciones de salida	520
Relación de velocidades	4.8

Con estos datos, y con la ayuda de las ecuaciones de la referencia [4], se determinó que las bandas empleadas en el mecanismo de elevación serán del tipo 3V.

L. Eje Excéntrico

Para la determinación del eje excéntrico se parte del siguiente diagrama:

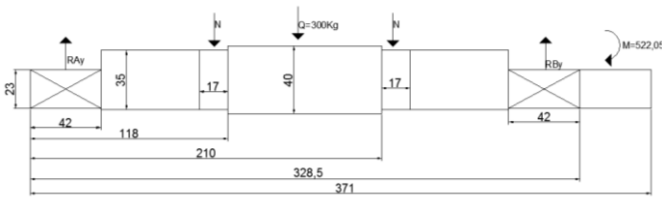


Figura 10 (Esquema del eje excéntrico)

El momento máximo calculado es de 3261,33 lb pulg, con el que realizaremos el diseño a fatiga, además se deberá tomar en cuenta el torque (torsión) producido que es de 522,05 pulg. El eje se maquinará en acero AISI 4340 con Sut igual a 170 Kpsi y Sy igual a 156 Kpsi.

A partir de la ecuación de Gerber mostrada a continuación se calculara el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2} \quad (16)$$

$$B = \sqrt{4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2} \quad (17)$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (18)$$

Donde

ka: factor de modificación de la condición superficial

kb: factor de modificación del tamaño

kc: factor de modificación de la carga

kd: factor de modificación de la temperatura

ke: factor de confiabilidad

kf: factor de modificación de efectos varios

Se': límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Se: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Una vez calculados todos los valores se determinó que el diámetro del eje será igual a 40mm con un factor de seguridad igual a 4,68.

M. Rodillos

Estará sometido a una fuerza de 472,95 lb como se muestra en la figura:

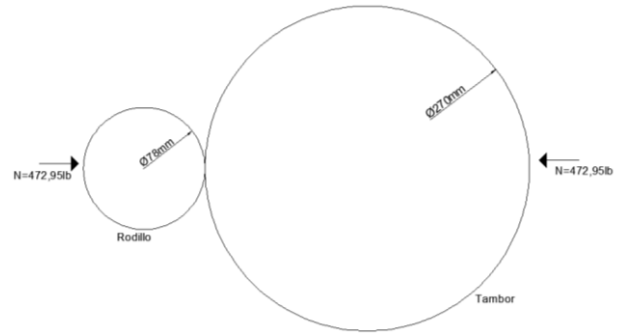


Figura 11 (Fuerzas sobre el rodillo)

El rodillo será de 78 mm de diámetro y 67 mm de espesor, el material utilizado es nylon 6/6 con $\nu = 0,39$, $S_y = 12,4$ Kpsi y $E = 230$ Kpsi.

Empleando la teoría de contacto cilíndrico hallamos b:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{\frac{(1-\nu_1^2)^2}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (19)$$

Dónde:

b: semiancho

F: fuerza

l: longitud de contacto

ν : coeficiente de poisson

e: módulo de elasticidad

d:diámetro

La presión máxima de contacto es igual a:

$$P_{m\acute{a}x} = 3,56 \text{ Kpsi}$$

El factor de seguridad para el rodillo es de 3,58.

N. Rodamientos

Todos los rodamientos empleados en el elevador estarán sometidos a carga radial pura, por lo que la ecuación de diseño a la que se regirán será:

$$P = x * Fr + y * Fa \quad (20)$$

Dónde:

P: carga dinámica equivalente

Fr: carga radial

Fa: Carga axial

X: factor radial

Y: factor axial

Como la carga es radial pura: $P=Fr=F$

De acuerdo al procedimiento detallado en la referencia [8], se verifico que los rodamientos 6207 y 6204 cumplen satisfactoriamente su trabajo.

O. Tambor

Para el diseño del tambor se hará la aproximación de una viga curva como se muestra a continuación:

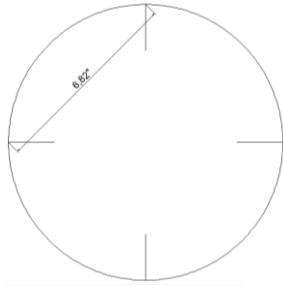


Figura 12 (Tambor)

El momento máximo calculado es de 806,29 pulg, con el que diseñaremos el tambor a fatiga, partiendo de la teoría de vigas curvas:

$$\sigma = \frac{My}{Ae(rn - y)} \quad (21)$$

Aplicando la ecuación de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{n} \quad (22)$$

Debido a que el esfuerzo sobre el tambor será muy bajo el factor de seguridad es muy alto, por lo tanto la sección resistirá.

P. Palanca

La fuerza que estará aplicada sobre la palanca se la representa de la siguiente manera:

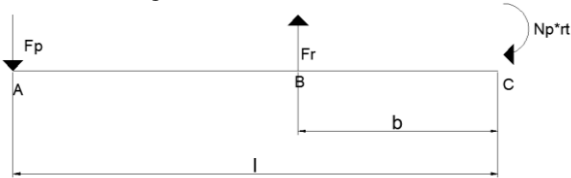


Figura 13 (Palanca)

Realizando sumatoria de momentos respecto a C:
 $F_p = 26lb$

La palanca será de varilla de acero redonda de acero A36, de 18 mm de diámetro, se la esquematiza de la siguiente manera:

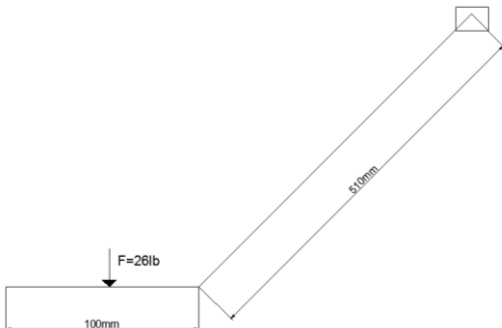


Figura 14 (Esquema palanca)

Realizando el traslado de las fuerzas nos queda de la siguiente manera:

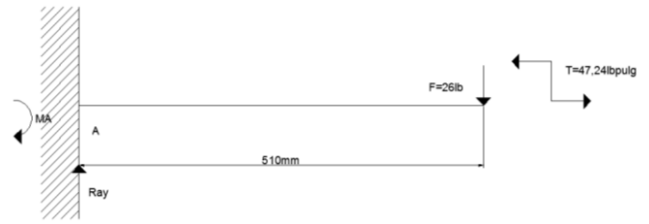


Figura 15 (Esquema palanca como viga en voladizo)

Trabajando con el momento máximo y partiendo de la ecuación de Von Mises [4] tenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{xy}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (23)$$

Calculando el esfuerzo y dividiendo para el límite de fluencia del A36 tenemos el factor de seguridad:
 $n = 2,41$

Q. Prisioneros

Se sigue la recomendación de la referencia [4], la longitud del prisionero deberá ser la mitad del diámetro del eje.

R. Bocín

Se colocarán dos bocines sobre los cuales girará el eje excéntrico, estarán sometidos a la mayor reacción hallada sobre el eje excéntrico como se muestra en la figura:

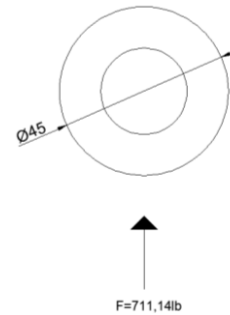


Figura 16 (Bocín)

Se comprobará el esfuerzo por aplastamiento del material, se empleará acero AISI 1018 de 45 mm de diámetro: Según la referencia [9], el esfuerzo por aplastamiento debe ser menor o igual a 0,9 veces el Sy del material, para este caso los bocines serán hechos en acero AISI 1018.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (24)$$

$$563,66psi < 28,8Kpsi$$

S. Resorte

Se empleará un resorte de extensión de espira torcida corta. El resorte estará a 125 mm de la palanca como se muestra en la figura:



Figura 17 (Esquema resorte)

Para el análisis de fuerzas se deberá tomar en cuenta que el resorte deberá ser capaz de regresar a la palanca a su posición inicial después de retirar la fuerza en el extremo de la misma. Además se tendrá en cuenta la normal producida en el tambor.

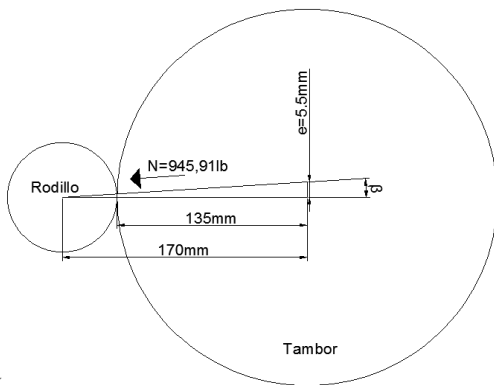


Figura 18 (Esquema giro tambor)

Hallamos el ángulo β y la componente vertical de la normal:

$$\beta = 1,85^\circ \quad N_p = 30,85 \text{ lb}$$

Para hallar la fuerza que el resorte está ejerciendo partimos de la siguiente figura:

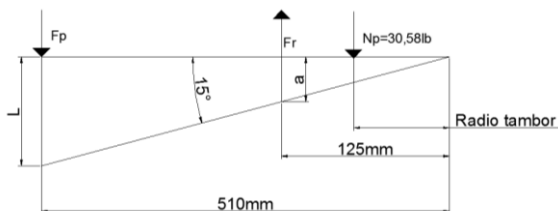


Figura 19 (Esquema para la determinación de la fuerza sobre el resorte)

Una vez hallando la distancia L y haciendo semejanza de triángulo para encontrar el desplazamiento del resorte, partimos de la ecuación:

$$Fr = K * X \quad (25)$$

Dónde:

F: fuerza del resorte

K: constante del resorte

X: desplazamiento del resorte

Para resortes de extensión:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N a} \quad (26)$$

Donde:

d: diámetro del alambre

D: diámetro medio de la espira

G: Modulo de rigidez

Na: Número equivalente de vueltas helicoidales activas

$$Na = Nb + \frac{G}{E} \quad (27)$$

Dónde:

Nb: Número de espiras del cuerpo

E: Modulo de elasticidad

Para resorte estirado duro A227, con $d = 4 \text{ mm}$, $D = 25,4 \text{ mm}$, $N = 29$, $G = 11.4 \text{ Mpsi}$ y $E = 28.5 \text{ Mpsi}$.

$$Na = 29,4$$

$$k = 31,56 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

El resorte deberá ser colocado con un desplazamiento inicial de aproximadamente 30mm para que frene las zapatas, por lo tanto:

$$Fr = 31,56 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} * (1,31 \text{ pulg} + 1,18 \text{ pulg})$$

$$Fr = 73,30 \text{ lb}$$

T. Cable

El cable se lo representa de la siguiente manera:

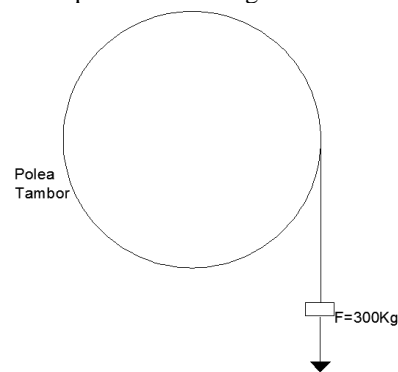


Figura 20 (Esquema cable)

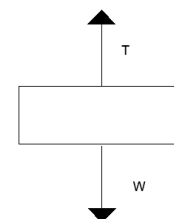
Calculamos la aceleración:

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} \quad [10] \quad (28)$$

Como la velocidad inicial es 0 porque se parte del reposo, la velocidad final es igual a la recomendada para elevar carga que es de 0,7 m/s, el tiempo que se tarda en alcanzar dicha velocidad es alrededor de 1 segundo, por lo tanto:

$$a = 0,7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2,3 \frac{\text{pies}}{\text{s}^2}$$

Realizando el diagrama de cuerpo libre y sumatoria de fuerzas en y tenemos:



$$T = 708,45 \text{ lb}$$

Utilizando la norma DIN 4130 referencia [11]:

$$d = k\sqrt{s} \quad (29)$$

Dónde:

d: diámetro del cable
 k: coeficiente según la tabla
 s: Tracción sobre un ramal del cable

Tabla 3 (Clasificación en grupos de los cables para máquinas de elevación)

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	» poco frecuente	Raramente plena carga
III	» frecuente	» » »
IV	» poco frecuente	Plena carga
V	» frecuente	» » »
	» » »	Todas las cargas en la industria siderúrgica

Tabla 4 (Factores de seguridad y coeficientes k y c)

Grupo	Cable		Tambor	Polea	Polea de compensación
	Valores de μ para 160 kg/mm ²		ϵ	ϵ	ϵ
	Para cables de 160 y 180 kg/mm ²				
I	5,5 a 6	0,30 a 0,32	5 a 6	5,5 a 7	4,5 a 5
II	5,5 a 6	0,30 a 0,32	6 a 7	7 a 8	4,5 a 5
III	6 a 7	0,32 a 0,34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0,34 a 0,37	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5
V	8 a 9,5	0,37 a 0,40	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5

Se escoge para movimiento frecuente a plena carga, $k=0,32$

$$d = 5,73mm$$

Se calcula el factor de seguridad del cable:

$$n = \frac{F_u}{F_t} \quad (30)$$

Dónde:

Fu: carga última del alambre

Ft: Tensión de mayor trabajo

De acuerdo al catálogo de cables:

Tabla 5 (Carga última del cable)

CÓNDOR
 CLASE 6 x 19
 Alma de Acero (AA)



Diámetro		Peso Aprox.	Resist. ruptura ton. métrica	
mm	pulg	kg/m	A.M.	A.E.M.
3.18	1/8	0.041	0.69	0.79
4.76	3/16	0.109	1.43	1.64
6.35	1/4	0.170	2.67	3.08
7.94	5/16	0.270	4.16	4.78

U. Uniones empernadas

Para el diseño de las uniones empernadas de la estructura y de los demás elementos del elevador, se sigue el método para el cálculo de esfuerzos en uniones empernadas descritas en la referencia [4]. Los pernos empleados son de Acero SAE grado 1 hasta SAE grado 4, los diámetros varían entre 1/2", 3/8", 7/16".

V. Soldaduras

Para el diseño de la soldadura de la estructura y de los demás elementos del elevador, se sigue el método para el cálculo de esfuerzos en uniones soldadas de la referencia [4]. En toda la estructura se empleó electrodo E6011, a excepción del tambor, donde se ocupó E7018. Los factores de seguridad varían entre 3 y 5 dependiendo la aplicación que se le dé a cada elemento.

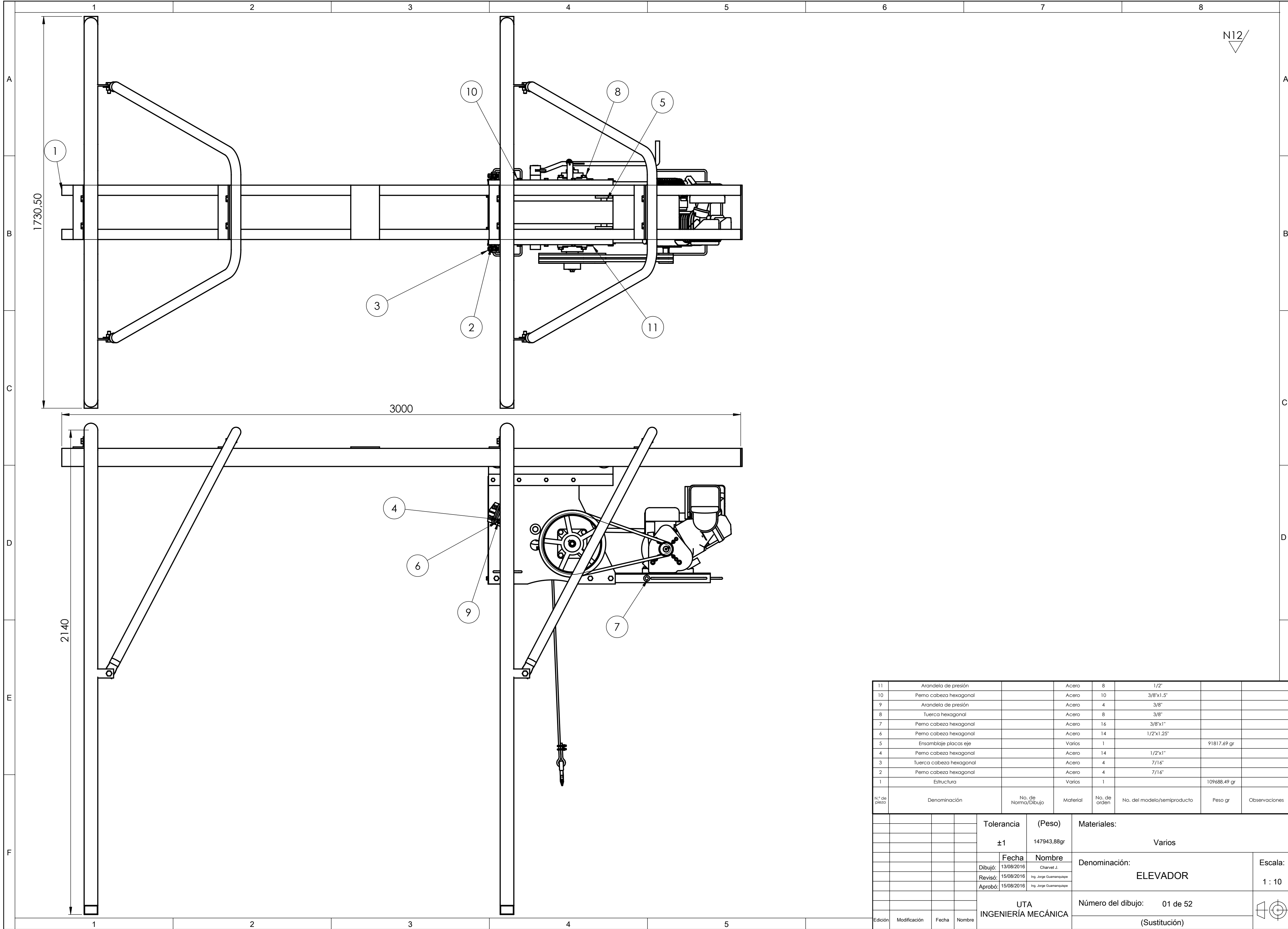
IV. CONCLUSIONES

Los principales resultados del proyecto son:

- El diseño y construcción de un elevador desmontable para la empresa Alvarado Construcciones, en base a los parámetros de diseño solicitados por la misma y con la ayuda de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, ha marcado como precedente que la máquina desarrollada puede ser competitiva con las que se producen a nivel nacional al igual que con las importadas.
- De los diversos tipos de elevadores y en base a criterios que se fundamentan en: bajo costo, funcionalidad, fácil construcción y montaje, mantenibilidad, ergonomía, fiabilidad, tamaño, innovación tecnológica, fuente de energía; se determinó que la opción más idónea es un elevador de tipo caballete.
- El costo total de la máquina fue de \$ 1.483,64, los que se ofertan en el mercado nacional están en \$ 2500, si comparamos ambos valores, el ahorro que se logró fue del 68,5 %.
- En el tercer capítulo se logró describir de una forma rápida y concisa el procedimiento empleado en la construcción del elevador, siguiendo los requerimientos de diseño establecidos por la empresa Alvarado Construcciones.
- De acuerdo al análisis de vibraciones la frecuencia crítica hallada es igual a 271,8 rad/seg y la frecuencia forzada del motor es igual a 261,79 rad/seg (2500 rpm), por lo tanto no existe resonancia.

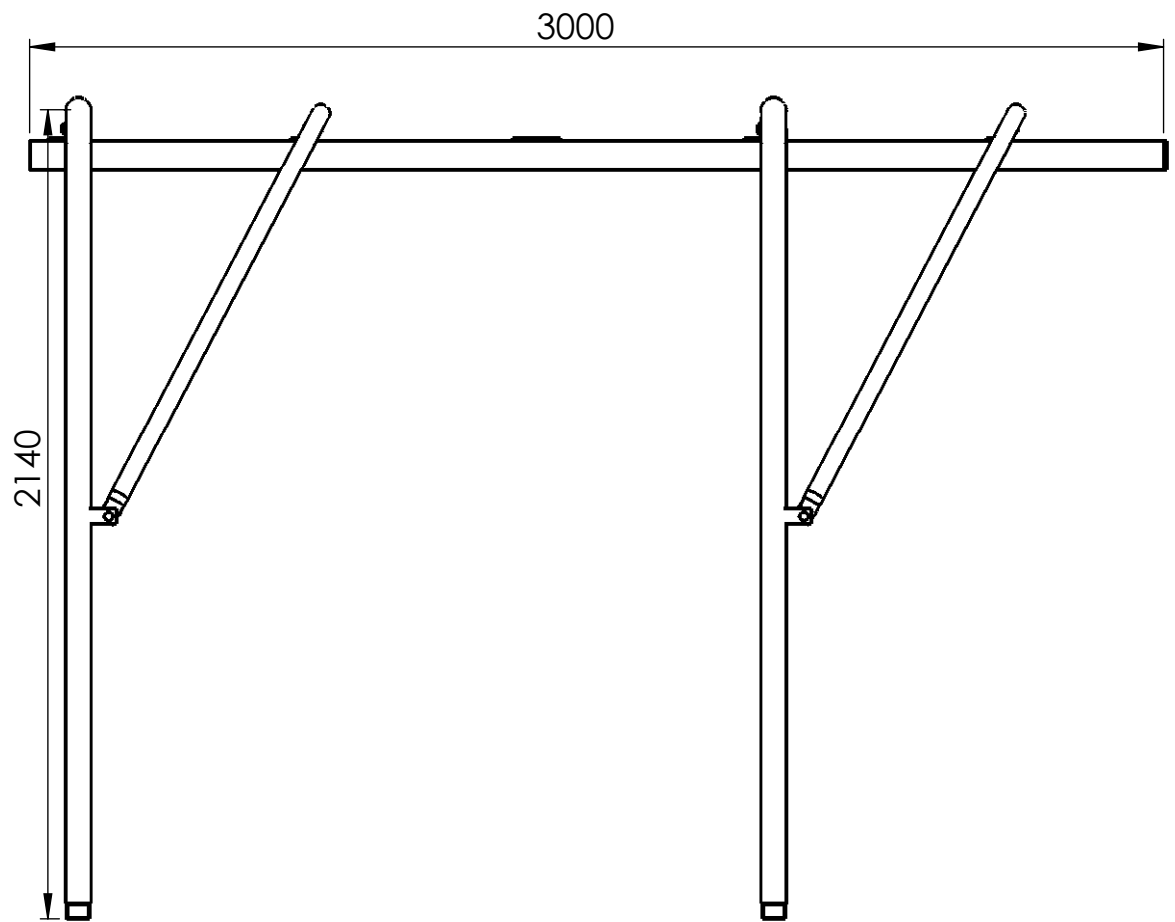
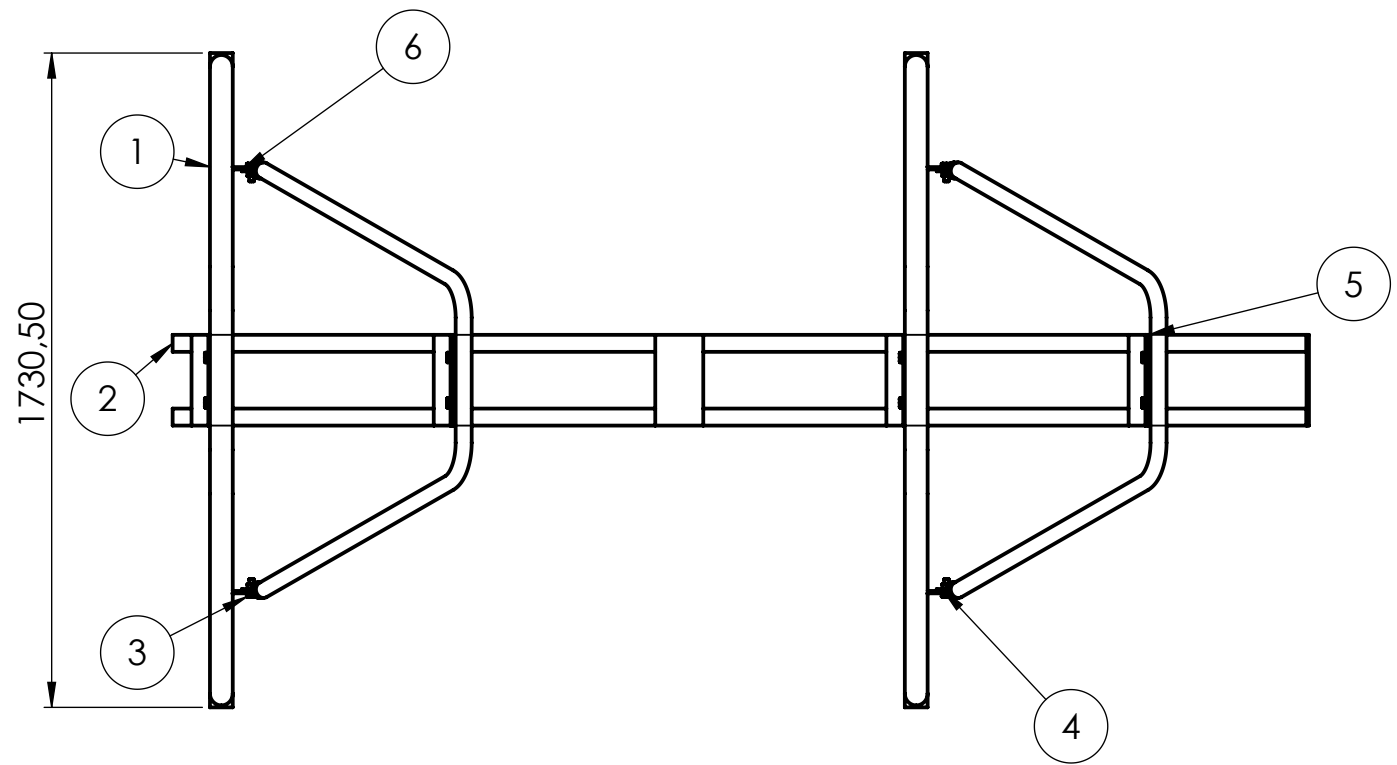
REFERENCIAS

- [1] Manual Elaboración de Hormigón con cemento Holcim Fuerte.pdf
- [2] Miravete Antonio, Larrodé Emilio, Elevadores; Principios e Innovaciones, Editorial Reverte; Año 2007.
- [3] IZUZU, Comparando motores a diésel y gasolina, obtenido de: <http://isuzumex.com.mx/ecologia/1788#>
- [4] Budynas R, Nisbett J, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, McGraw Hill, Octava Edición, México, 2008.
- [5] McCormac Jack, Csernak Stephen, Diseño de estructuras de acero, Alfaomega grupo editor S.A. de C.V., Quinta Edición, México, Año 2012.
- [6] Leontovich V, Pórticos y Arcos Soluciones condensadas para el análisis estructural, Compañía Editorial Continental S.A., Sexta impresión, 1974.
- [7] McCormac Jack, Csernak Stephen, Diseño de estructuras de acero método ASD Alfaomega grupo editor S.A. de C.V. Cuarta Edición, México, Año 2012.
- [8] FAG, Rodamientos FAG, Catálogo WL 41 529/3 SB.
- [9] Mott R, Diseño de elementos de máquina, Cuarta Edición, Pearson Education, 2006.
- [10] Vallejo P, Física Vectorial, Tomo 1, Novena Edición, Ediciones Rodín, 2009.
- [11] DIN 4130



N.º de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
11	Arandela de presión		Acero	8	1/2"		
10	Perno cabeza hexagonal		Acero	10	3/8"x1.5"		
9	Arandela de presión		Acero	4	3/8"		
8	Tuerca hexagonal		Acero	8	3/8"		
7	Perno cabeza hexagonal		Acero	16	3/8"x1"		
6	Perno cabeza hexagonal		Acero	14	1/2"x1.25"		
5	Ensamblaje placas eje		Varios	1		91817.69 gr	
4	Perno cabeza hexagonal		Acero	14	1/2"x1"		
3	Tuerca cabeza hexagonal		Acero	4	7/16"		
2	Perno cabeza hexagonal		Acero	4	7/16"		
1	Estructura		Varios	1		109688.49 gr	

Tolerancia		(Peso)		Materiales:		
±1		147943.88gr		Varios		
Fecha		Nombre		Denominación:		Escala: 1 : 10
Dibujó: 13/08/2016		Charvet J.		ELEVADOR		
Revisó: 15/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe		Número del dibujo: 01 de 52		
Aprobó: 15/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA INGENIERÍA MECÁNICA		



N12/

6	Soporte parante	ISO 65 Serie liviana II	Acero negro	2	Tubería Redonda 1 1/4"	944.0089 gr	
5	Angulo viga carrilera		ASTM A36 Acero	2		821.40 gr	
4	Tuerca Hexagonal	ANSI		12	1/2"		
3	Perno Hexagonal	ANSI		12	1/2"x1.5"		
2	Viga Carrilera		Varios	1		55286.97 gr	
1	Parante	ISO 65 Serie liviana II	Varios	2	Tubería redonda 2"	25357.29 gr	
N° de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso	Observaciones

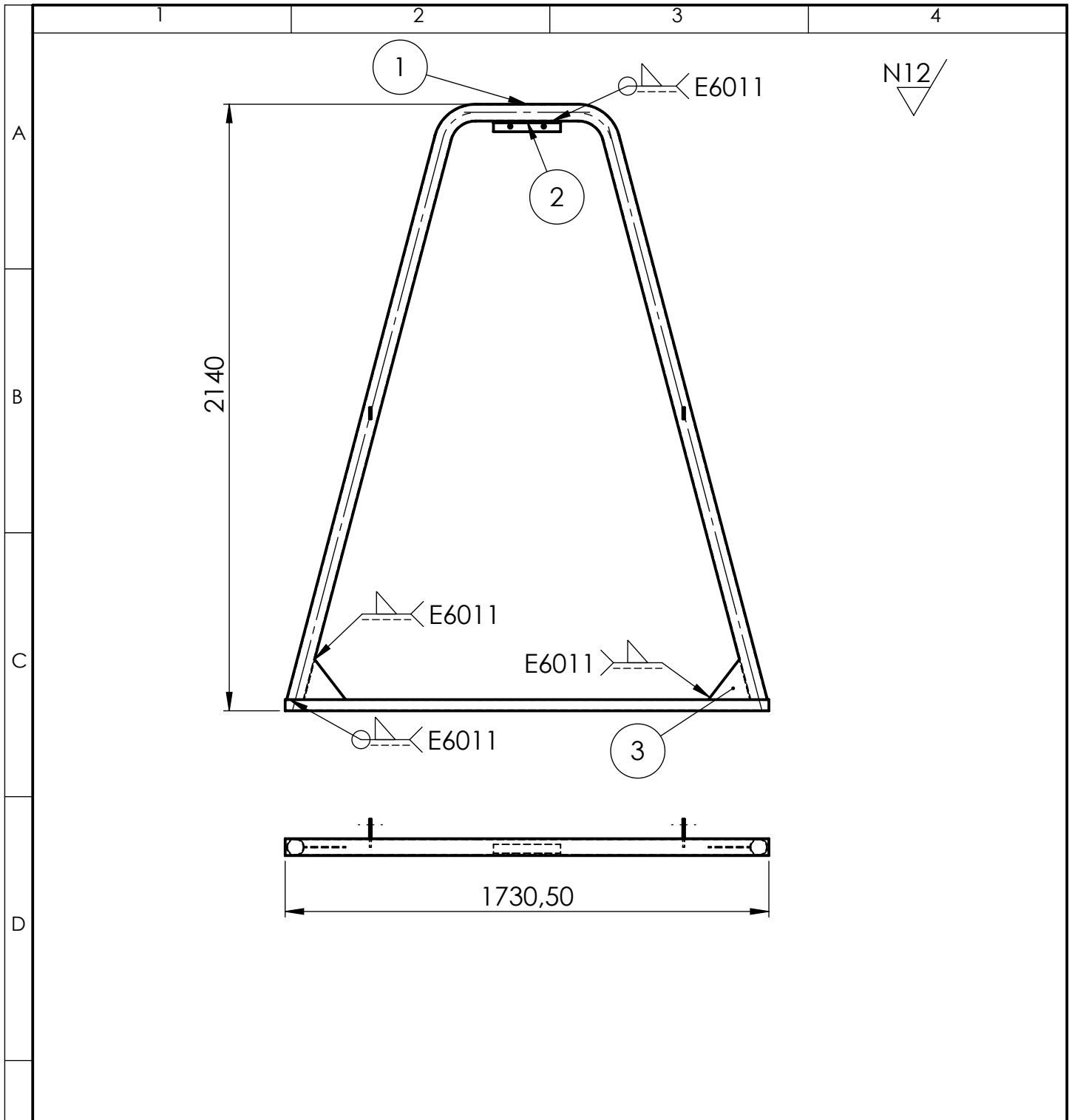
Tolerancia:		Peso:		Material:			
± 1		109688.49 gr		Varios			
Fecha:		Nombre:		Título:			ESCALA:
Dibujo: 13/08/2016		Charvet J.					
Revisó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
<p style="text-align: center;">U.T.A. INGENIERIA MECANICA</p>				N. Lámina			Registro:
				02 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución			

A
B
C
D
E

A
B
C
D
E

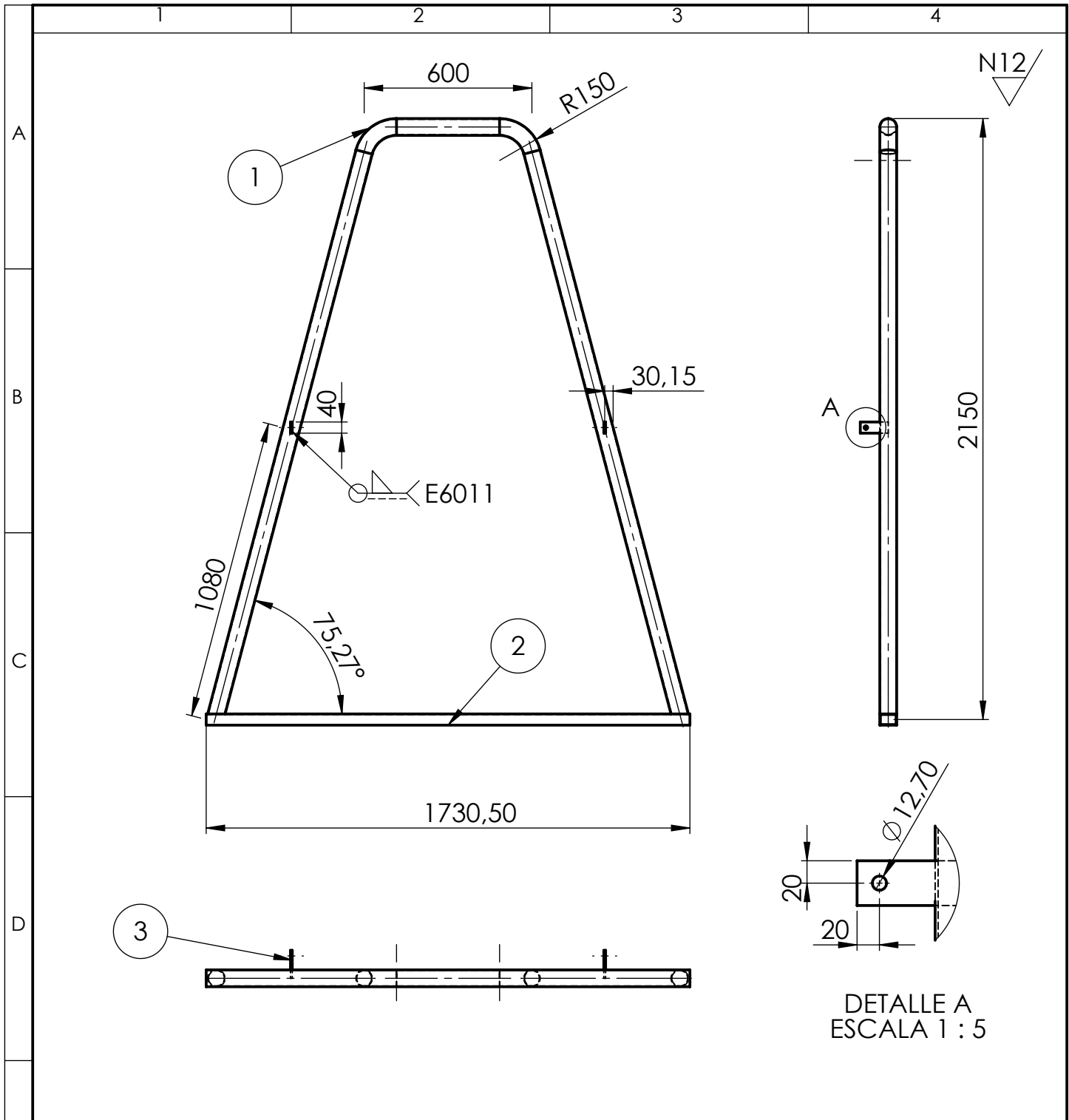
1 2 3 4 5 6 7 8

1 2 3 4



No. de orden	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Soporte		
2	1	Angulo Parante		
3	2	Nervio base		

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	25357.29 gr	Varios	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujó: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						03 de 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

No. de orden	No. de Piezas	Denominación	Longitud	Observaciones
1	1	Tubo Cañería Negra Ø 2" Espesor 2.65mm	4857.02	
2	1	Tubo Rectangular 60x40x2mm	1730.5	
3	2	Platina 2x1/4"	100	

				Tolerancia:	Peso:	Material:				
				± 1	23863.07 gr	ISO II Serie Liviana 65				
				Fecha	Nombre	Título:		Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			SOPORTE		1 : 20
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe					
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe					
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:		Registro:		
						04 de 52				
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:						

1

2

3

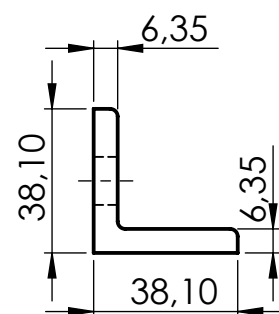
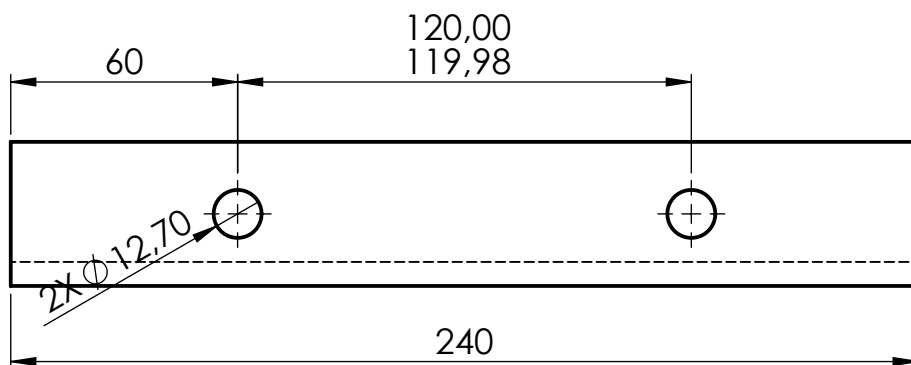
4

A

N12/

B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	821.40 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	1: 2
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
						Sustitución:	

1

2

3

4

A

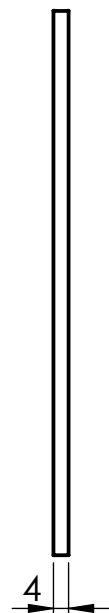
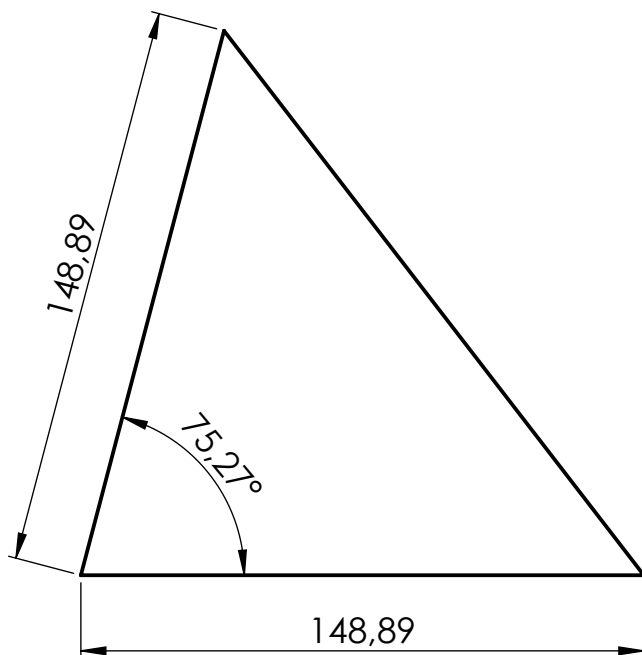
N12

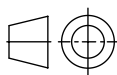

B

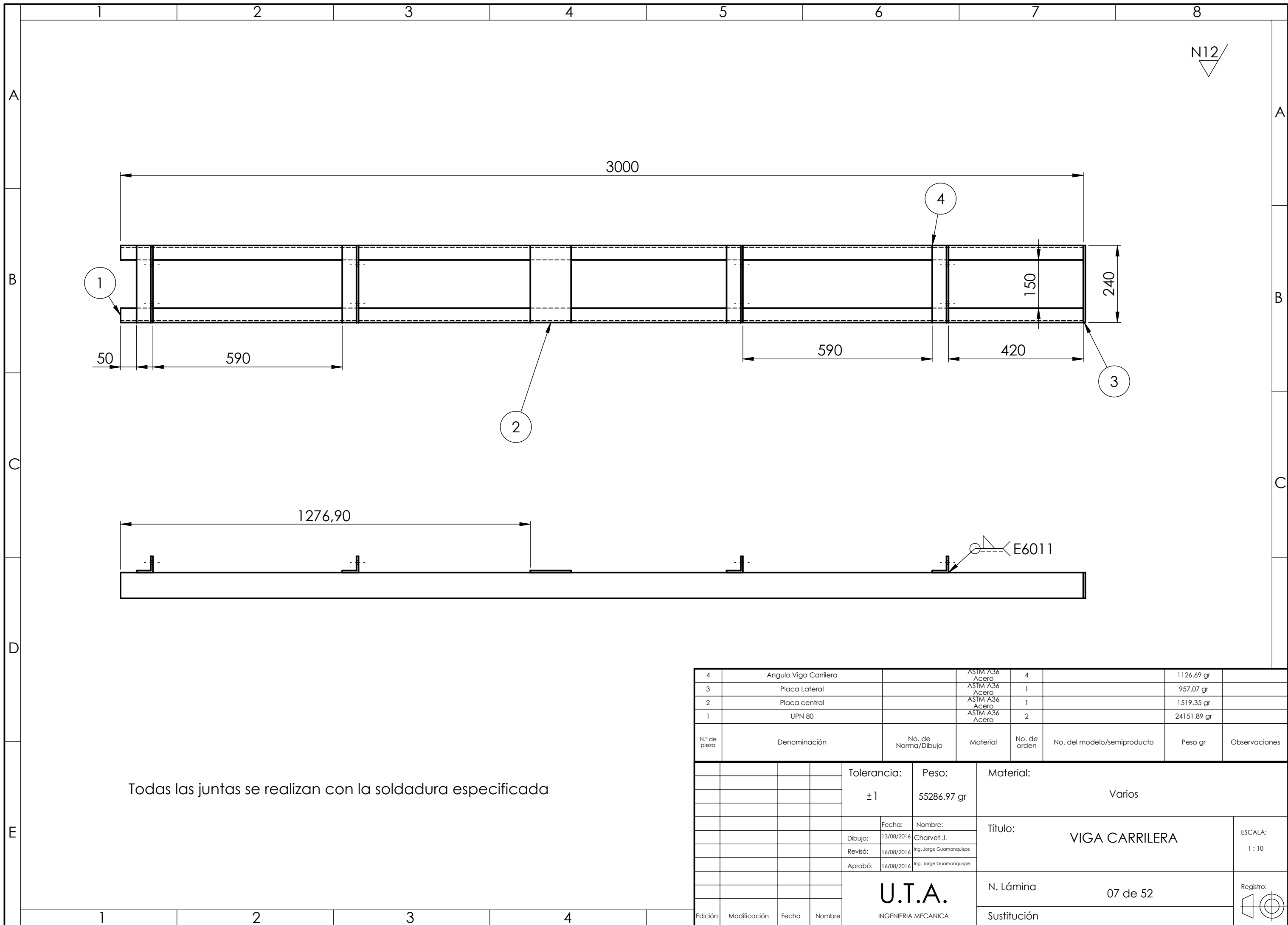
C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	336.41 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			NERVIO BASE	1:2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		06 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			



Todas las juntas se realizan con la soldadura especificada

N.º de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
4	Angulo Viga Carrilera		ASTM A36 Acero	4		1126.69 gr	
3	Placa Lateral		ASTM A36 Acero	1		957.07 gr	
2	Placa central		ASTM A36 Acero	1		1519.35 gr	
1	UPN 80		ASTM A36 Acero	2		24151.89 gr	

Tolerancia:		Peso:		Material:	
± 1		55286.97 gr		Varios	
Fecha:		Nombre:		Título: VIGA CARRILERA	
Dibujo: 13/08/2016		Charvet J.			
Revisó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe			
Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe			
Edición		Modificación		N. Lámina	
1		2		07 de 52	
3		4		Sustitución	

U.T.A.		INGENIERIA MECANICA	
--------	--	---------------------	--

ESCALA: 1 : 10	
Registro:	

1

2

3

4

N12/

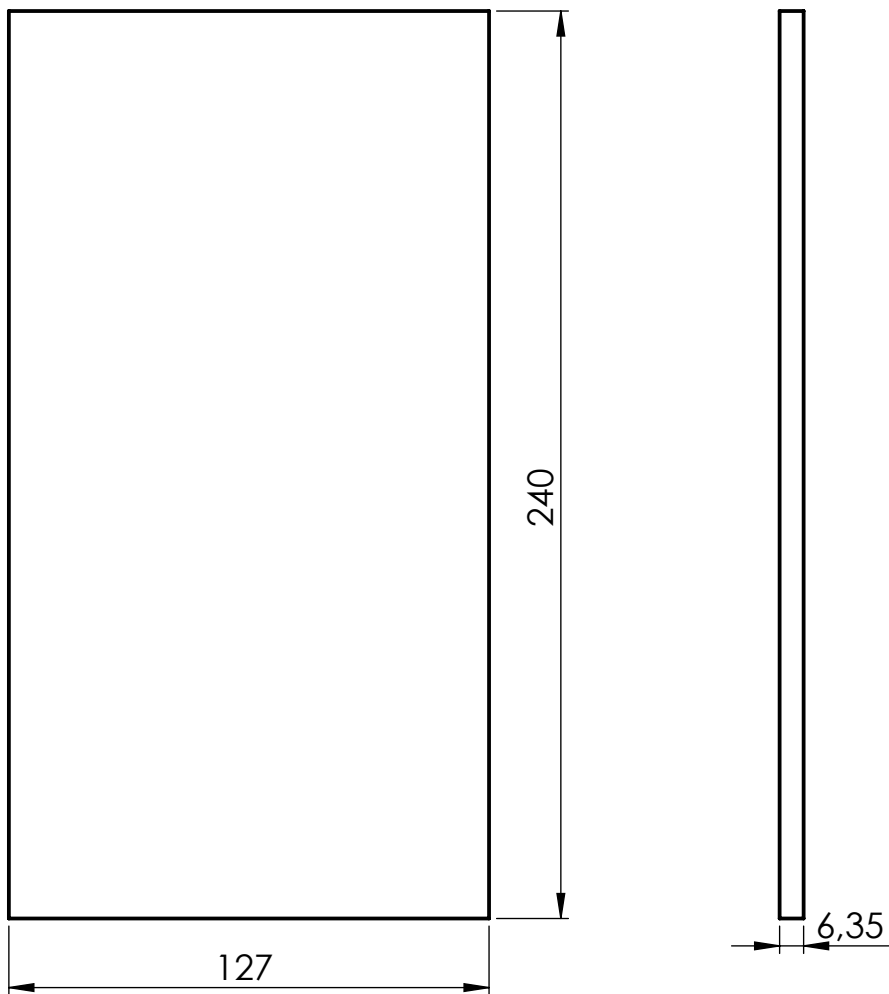

A

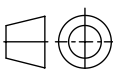
B

C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	1519.35 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			PLACA CENTRAL	1:2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		08 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

1

2

3

4

A

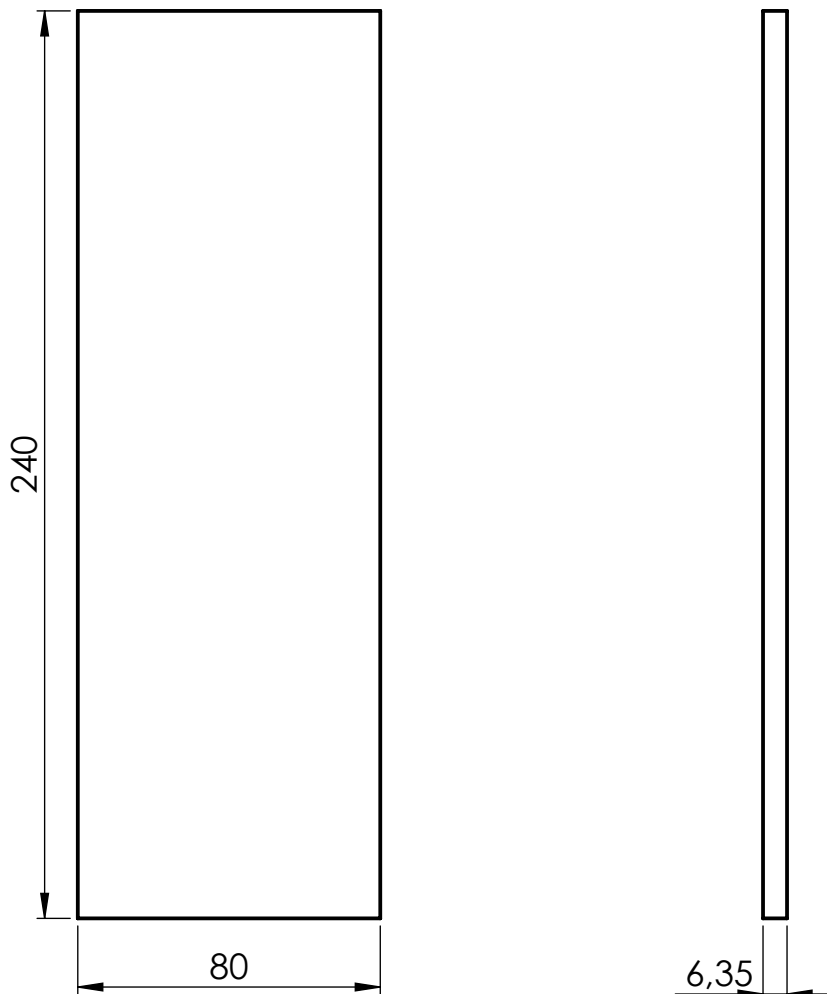
N12

B

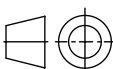
C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	957.07 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:
				U.T.A.			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	



1

2

3

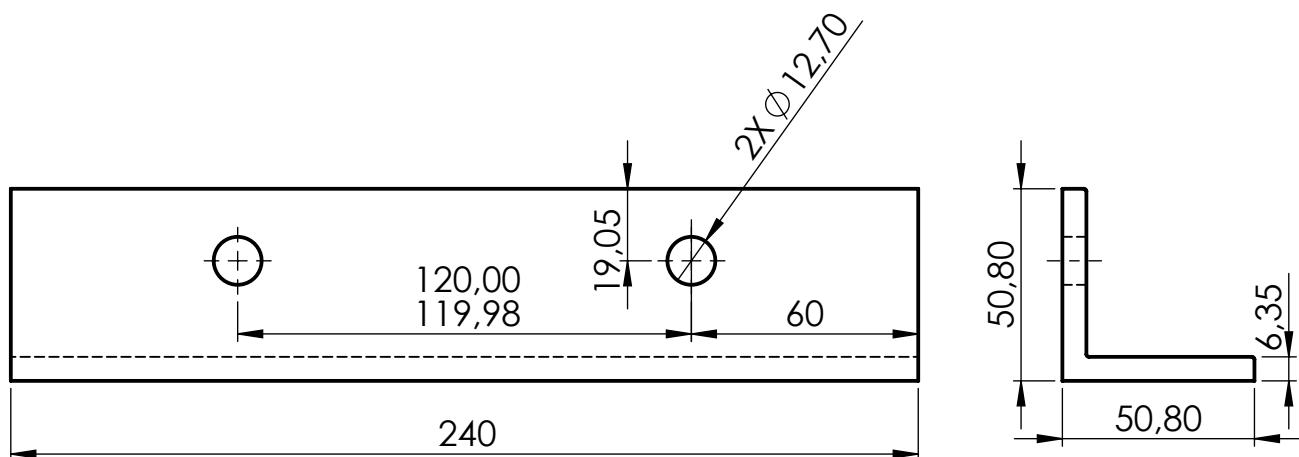
4

A

N12

B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	1126.69 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						10 de 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

ÁNGULO VIGA CARRILERA

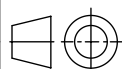
Escala:

1 : 2

N. Lámina:

10 de 52

Registro:



1

2

3

4

A

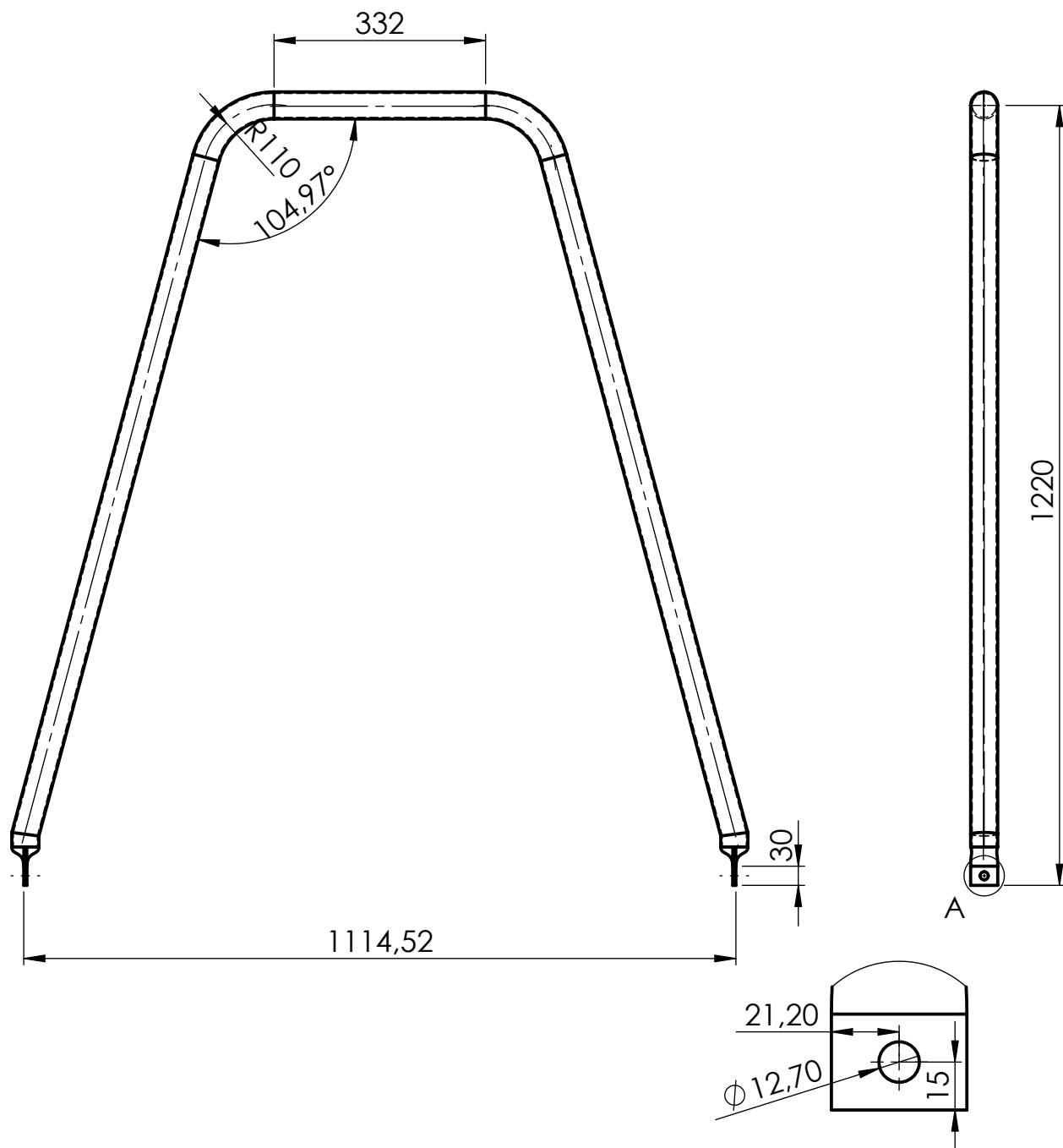
N12

B

C

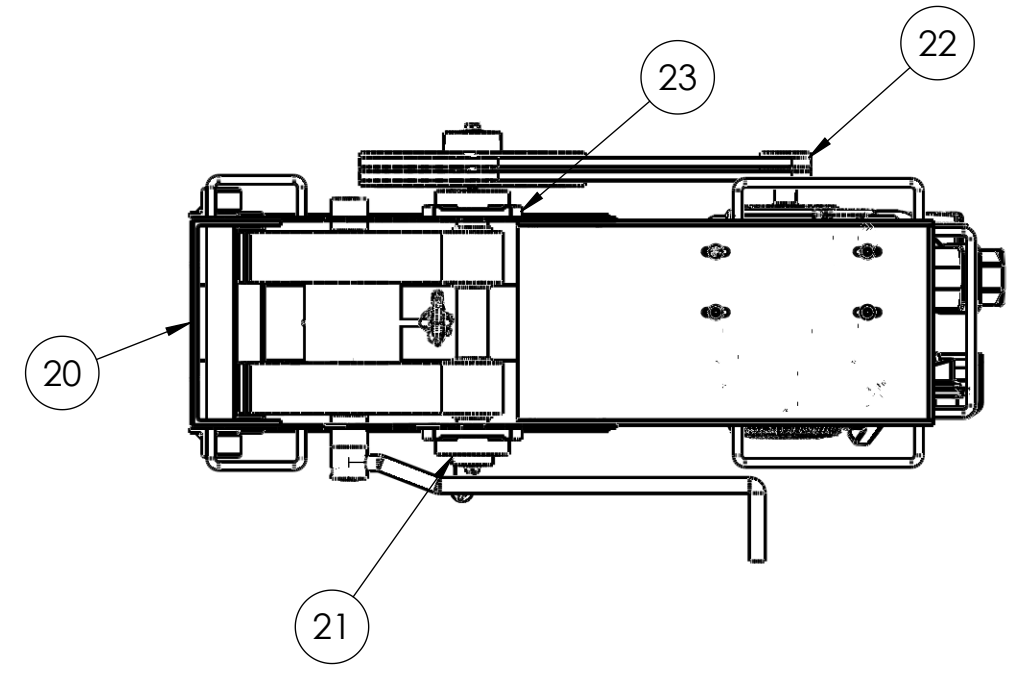
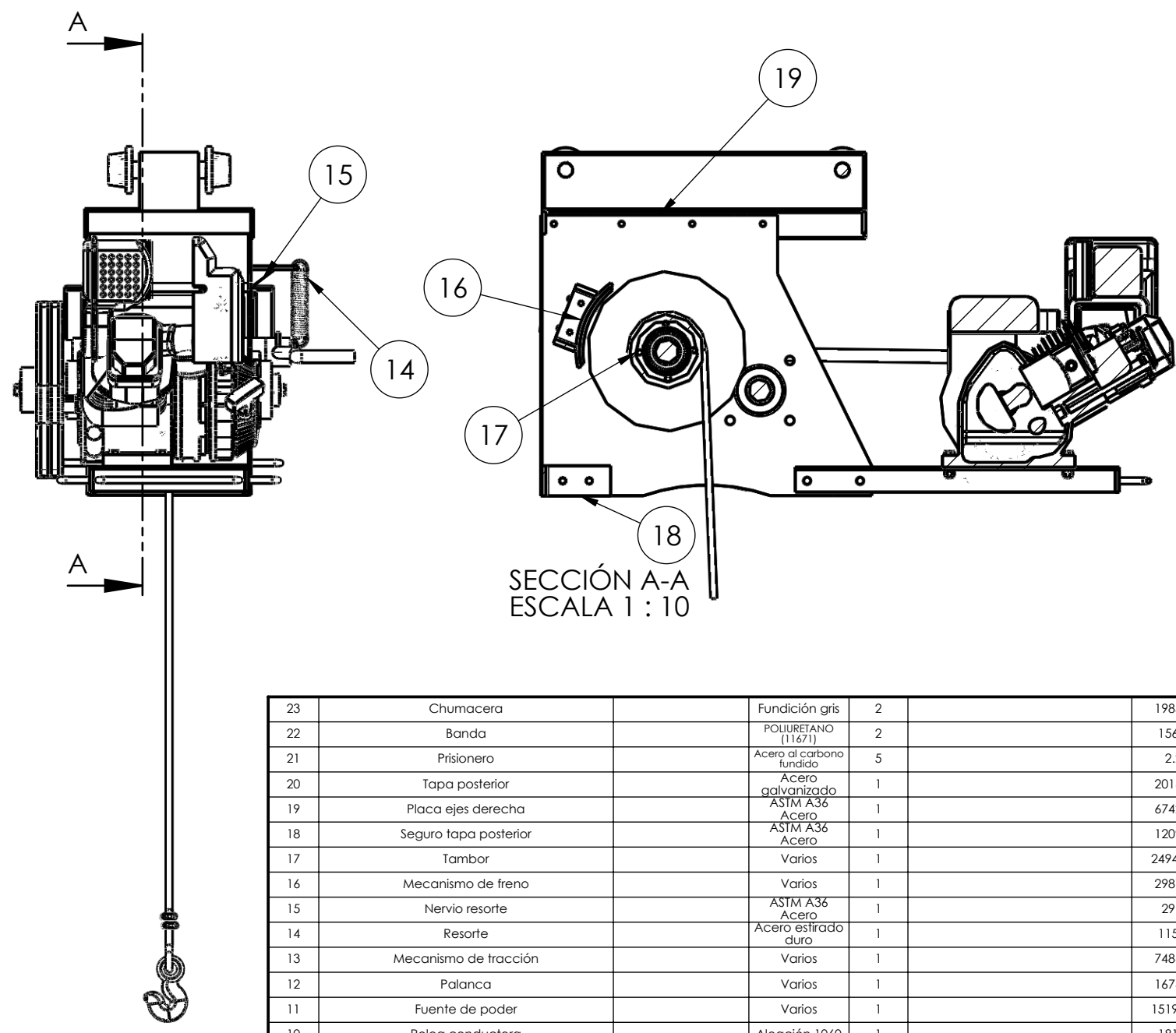
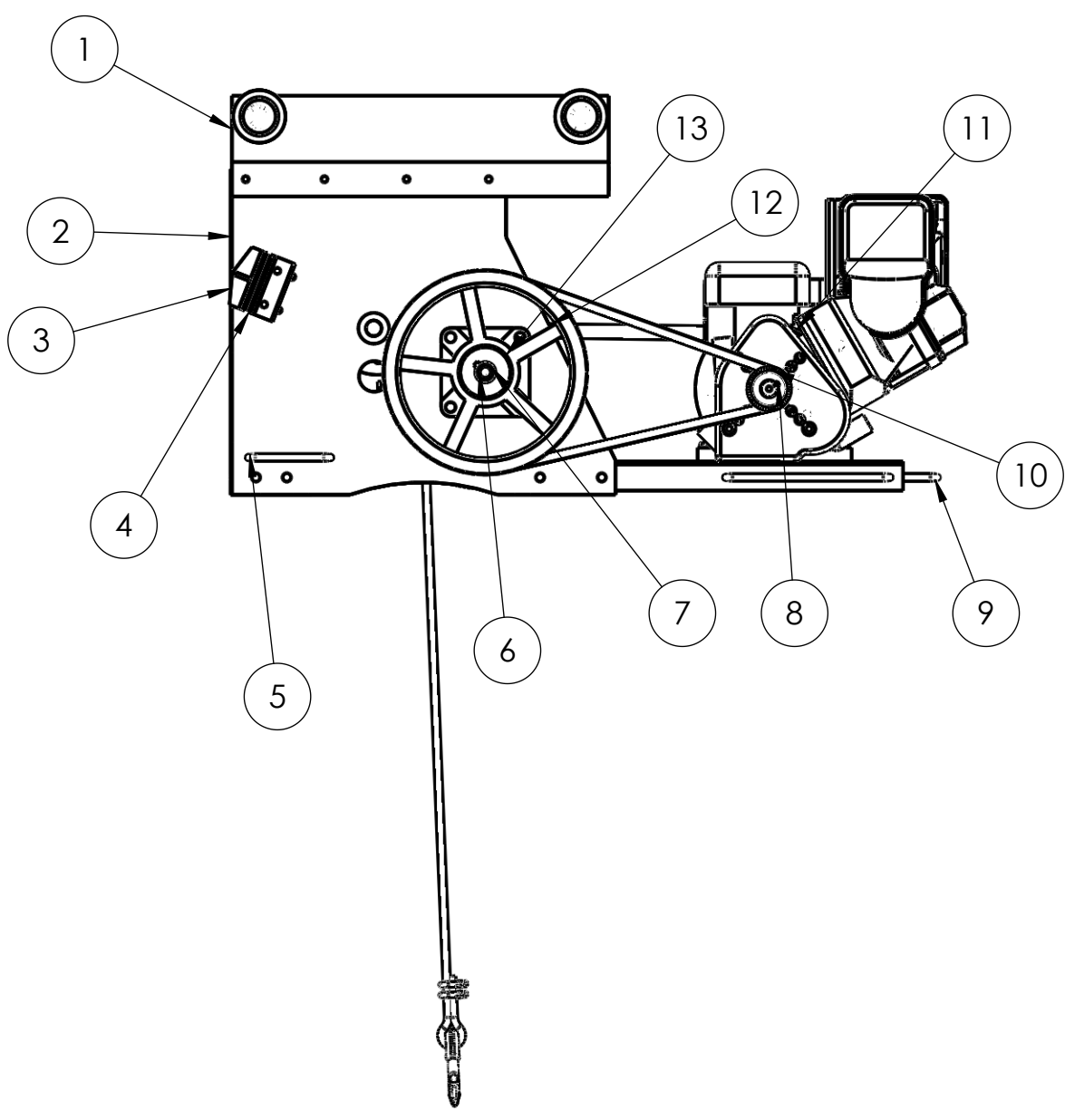
D

E

DETALLE A
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia: ± 1	Peso: 944.0089 gr	Material: ISO II Serie liviana 65	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.	SOPORTE PARANTE	1 : 10
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 11 DE 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

N12/

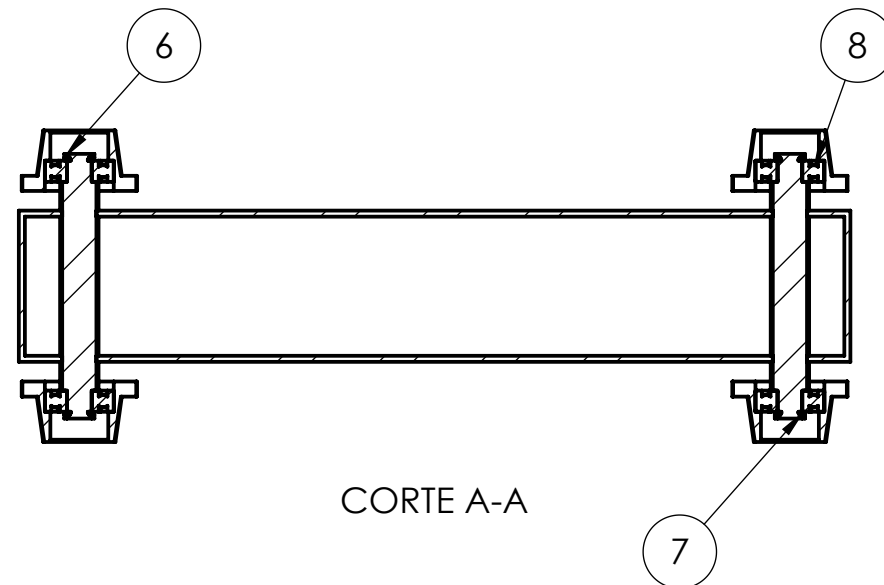
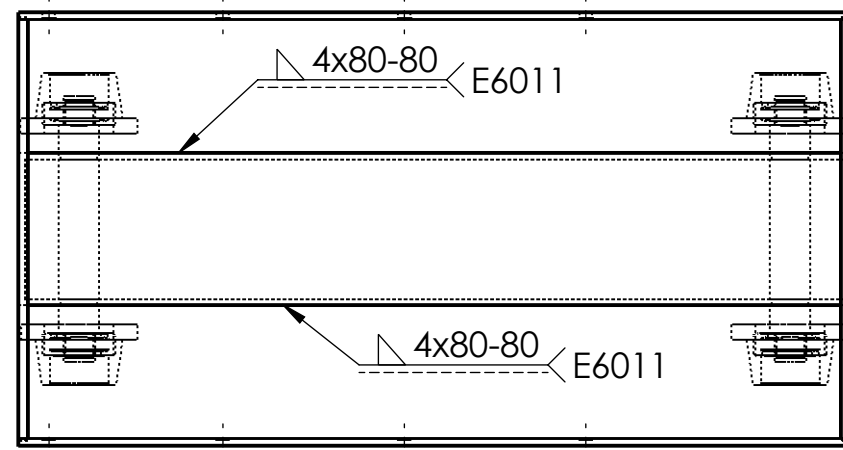
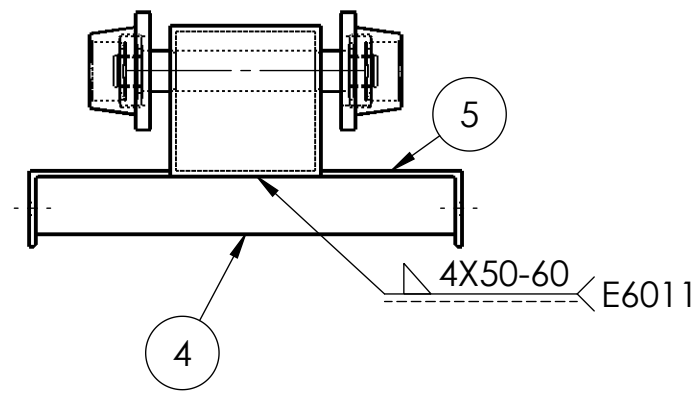
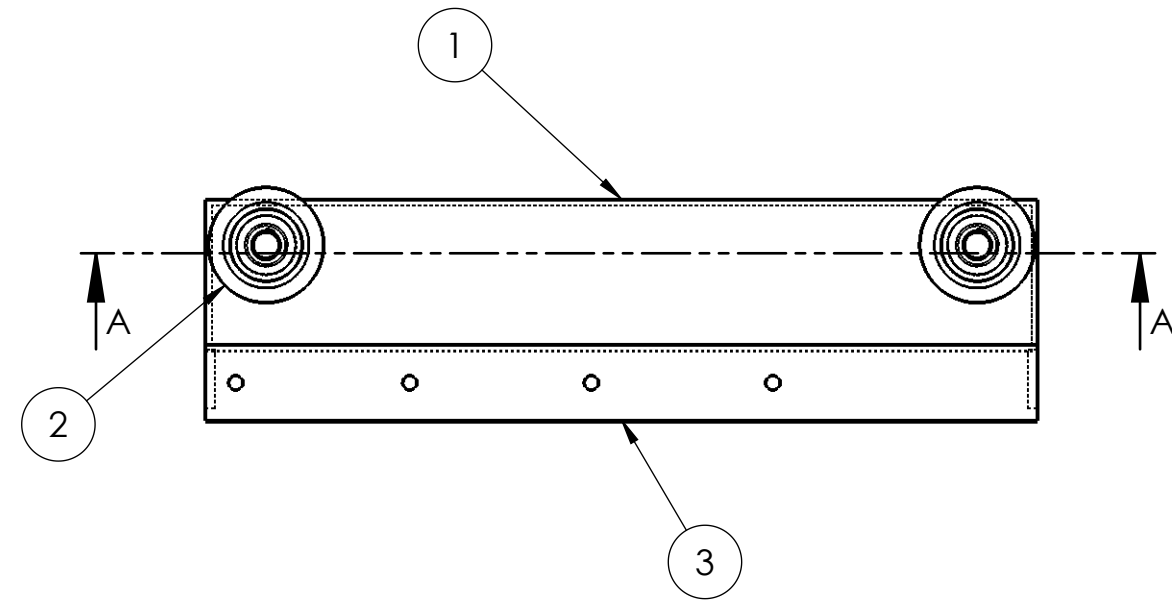


N.º de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
23	Chumacera		Fundición gris	2		1985.53 gr	
22	Banda		POLIURETANO (11671)	2		156.81 gr	
21	Prisionero		Acero al carbono fundido	5		2.25 gr	
20	Tapa posterior		Acero galvanizado	1		2016.41 gr	
19	Placa ejes derecha		ASTM A36 Acero	1		6742.15 gr	
18	Seguro tapa posterior		ASTM A36 Acero	1		1209.98 gr	
17	Tambor		Varios	1		24948.39 gr	
16	Mecanismo de freno		Varios	1		2987.48 gr	
15	Nervio resorte		ASTM A36 Acero	1		29.91 gr	
14	Resorte		Acero estirado duro	1		115.79 gr	
13	Mecanismo de tracción		Varios	1		7486.12 gr	
12	Palanca		Varios	1		1674.95 gr	
11	Fuente de poder		Varios	1		15192.17 gr	
10	Polea conductora		Aleación 1060	1		181.07 gr	
9	Agarradera frontal		ASTM A36 Acero	3		130.77 gr	
8	Chaveta motor		ASTM A36 Acero	1		12.08 gr	
7	Arandela plana	ANSI		2	7/16"		
6	Perno hexagonal	ANSI		2	7/16"		
5	Agarradera lateral		ASTM A36 Acero	2		83.42 gr	
4	Angulo soporte zapatas		ASTM A36 Acero	2		304.90 gr	
3	Angulo de regulación zapatas		ASTM A36 Acero	2		281.01 gr	
2	Placa lateral izquierda		ASTM A36 Acero	1		6593.24 gr	
1	Carro transportador		Varios	1		15912.54 gr	

Tolerancia:	Peso:	Material:	Título: MECANISMO DE ELEVACIÓN	ESCALA: 1:10
± 1	91817.69 gr	Varios		
Fecha:	Nombre:			
Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		
Revisó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
Aprobó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N. Lámina	12 de 52
			Sustitución	

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

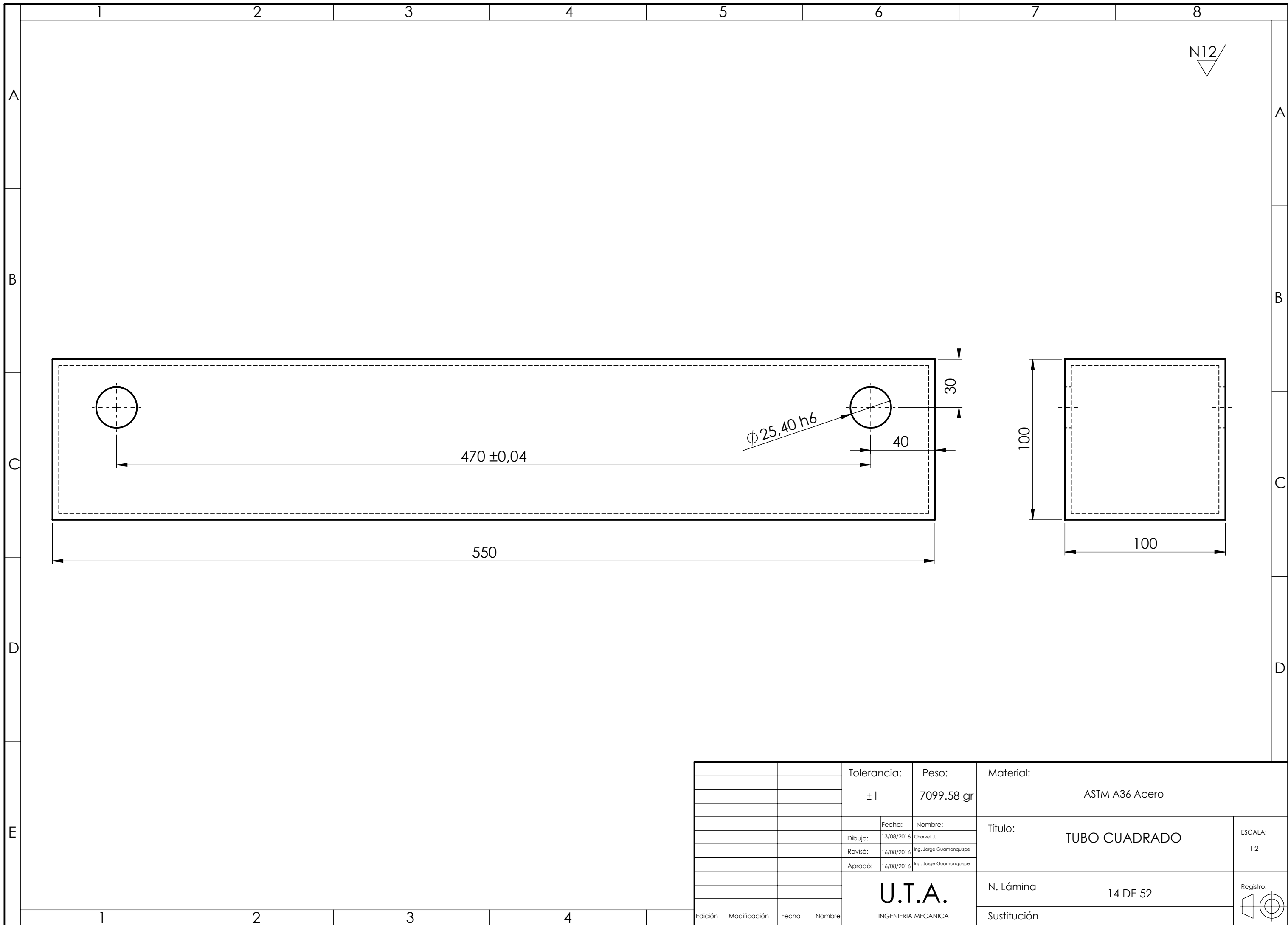




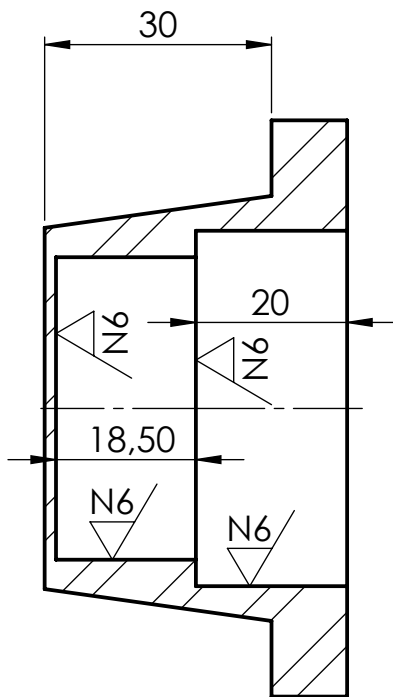
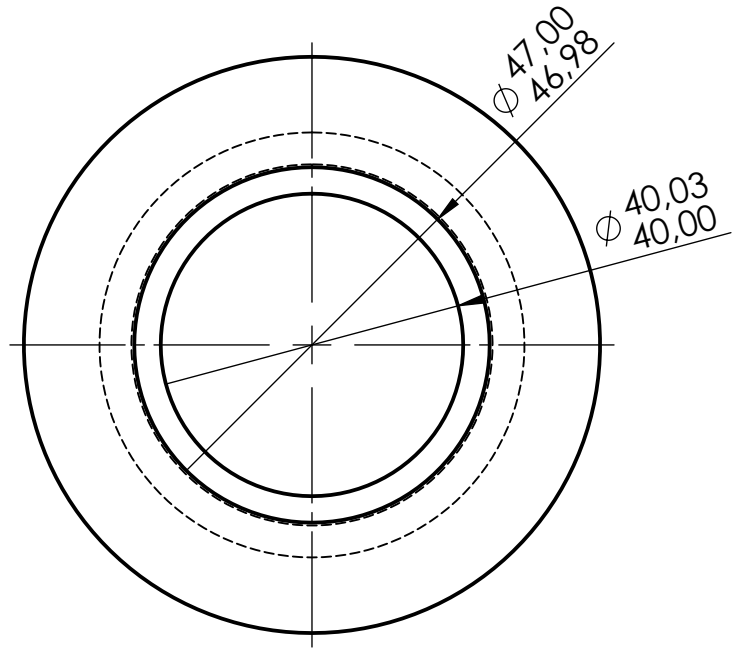
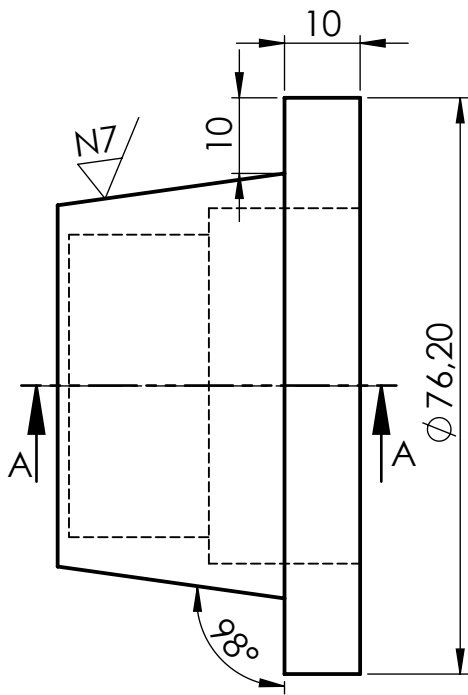
N12

N° de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
8	Rodamiento rígido de bolas 6204		SKF	4			
7	Anillo de retención externo		SKF	4	17mm		
6	Eje tubo cuadrado		AISI 1018	2		641.49 gr	
5	Canal U1		ASTM A36 Acero	1		2391.58 gr	
4	Tapas canal u		ASTM A36 Acero	2		527.89 gr	
3	Canal U2		ASTM A36 Acero	1		2391.57 gr	
2	Ruedas		AISI 1018	4		406.60 gr	
1	Tubo cuadrado		ASTM A36 Acero	1	100x100x4mm	7099.58 gr	

Tolerancia:		Peso:		Material:			
± 1		15912.54 gr		Varios			
Fecha:		Nombre:		Título: CARRO TRANSPORTADOR			ESCALA: 1:5
Dibujo: 13/08/2016		Charvet J.					
Revisó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
<p style="text-align: center;">U.T.A. INGENIERIA MECANICA</p>				N. Lámina		13 de 52	
				Sustitución		Registro:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

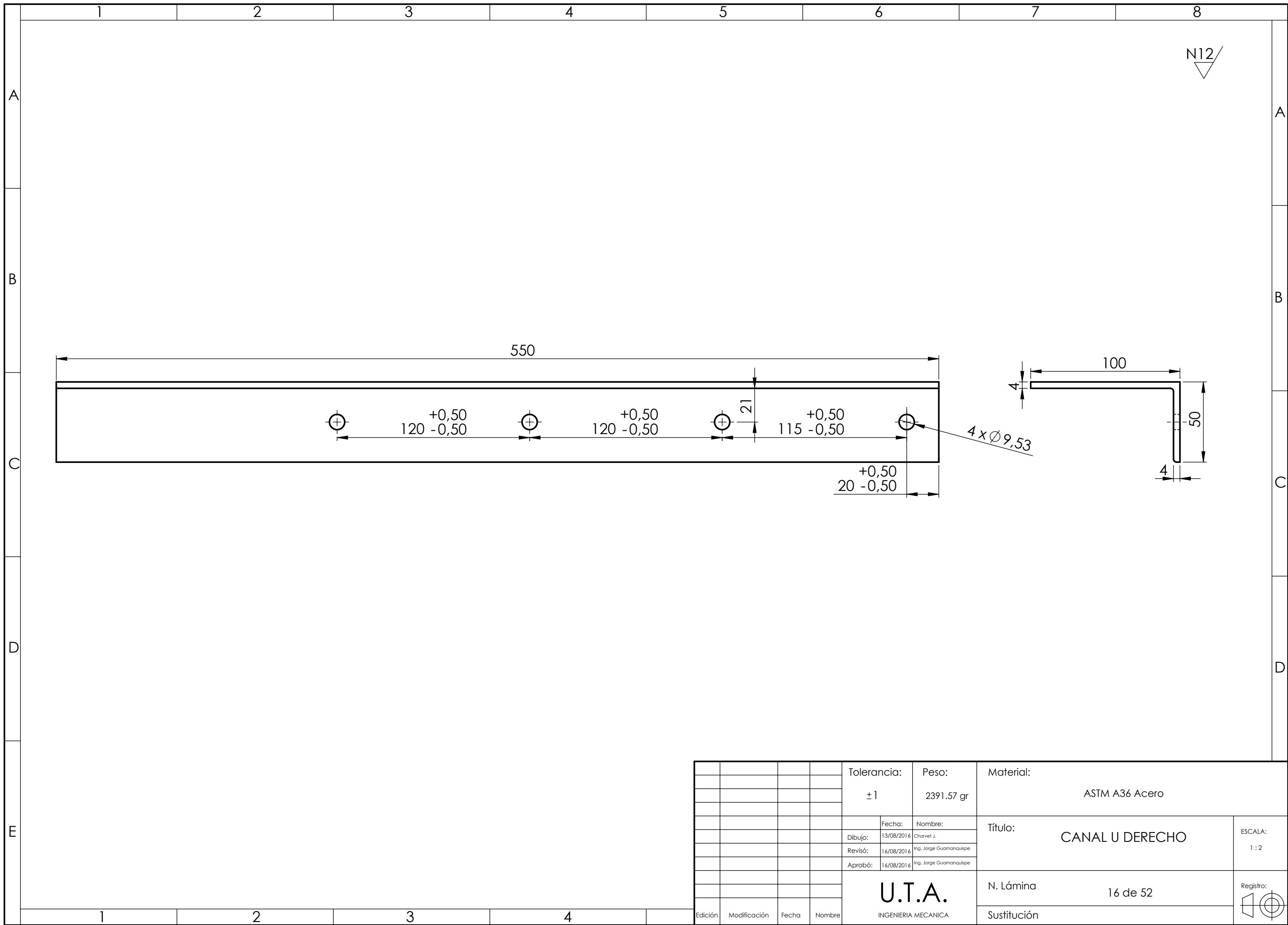


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	7099.58 gr	ASTM A36 Acero	
					Fecha:	Nombre:	Título:
				Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.	
				Revisó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				Aprobó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	ESCALA: 1:2
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina	14 DE 52
						Sustitución	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

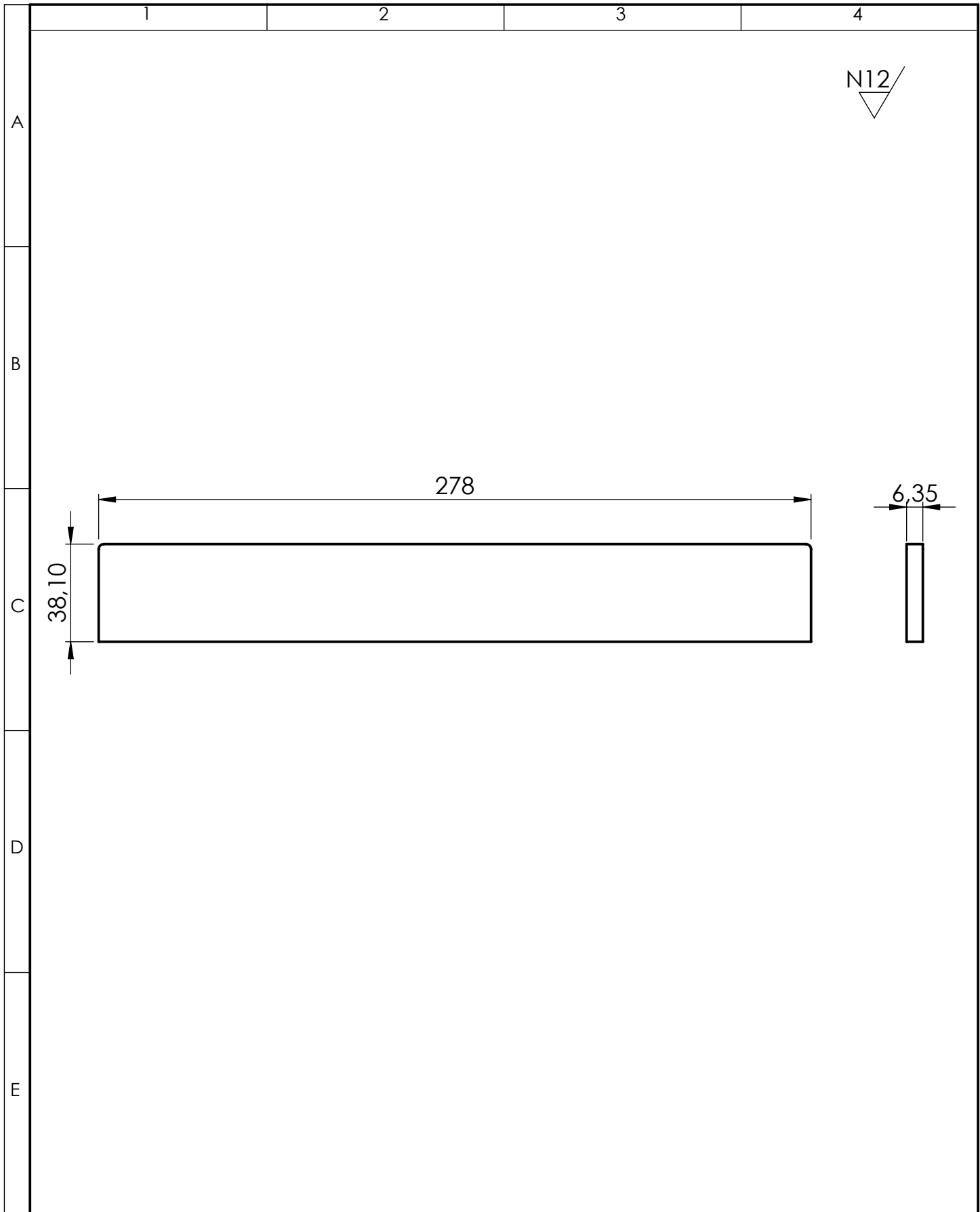


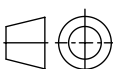
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

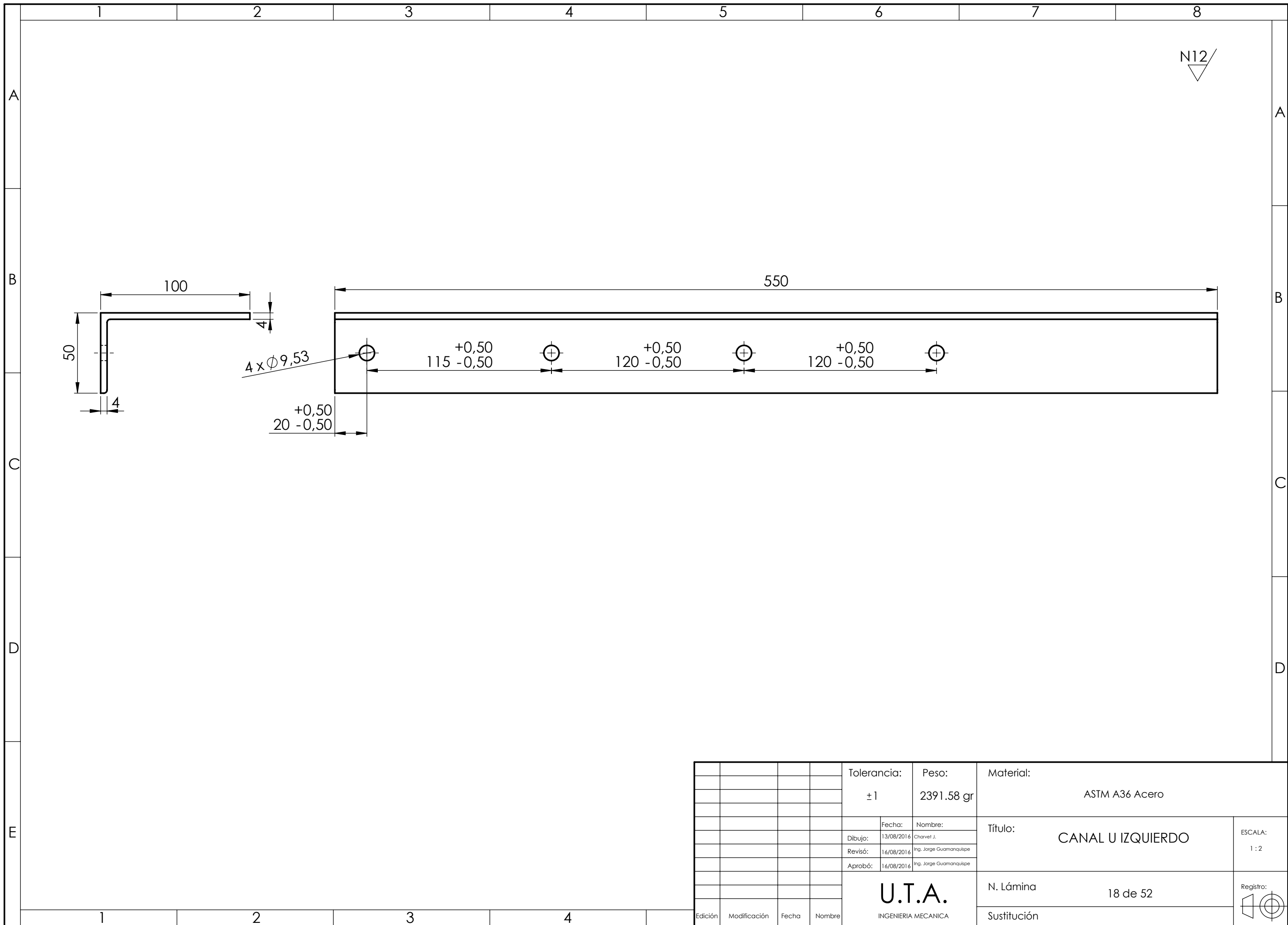
				Tolerancia: ± 1	Peso: 406.60 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.	RUEDAS	1 : 1
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 15 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



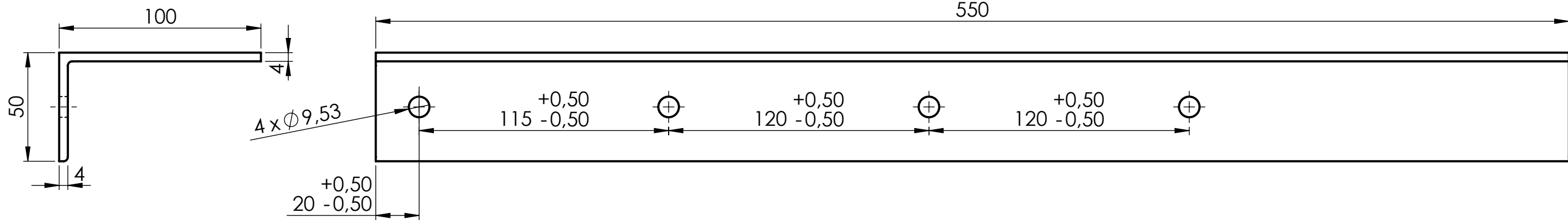
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	2391.57 gr	ASTM A36 Acero	
					Fecha:	Nombre:	Título:
				Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.	
				Revisó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				Aprobó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	ESCALA: 1 : 2
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	Registro:



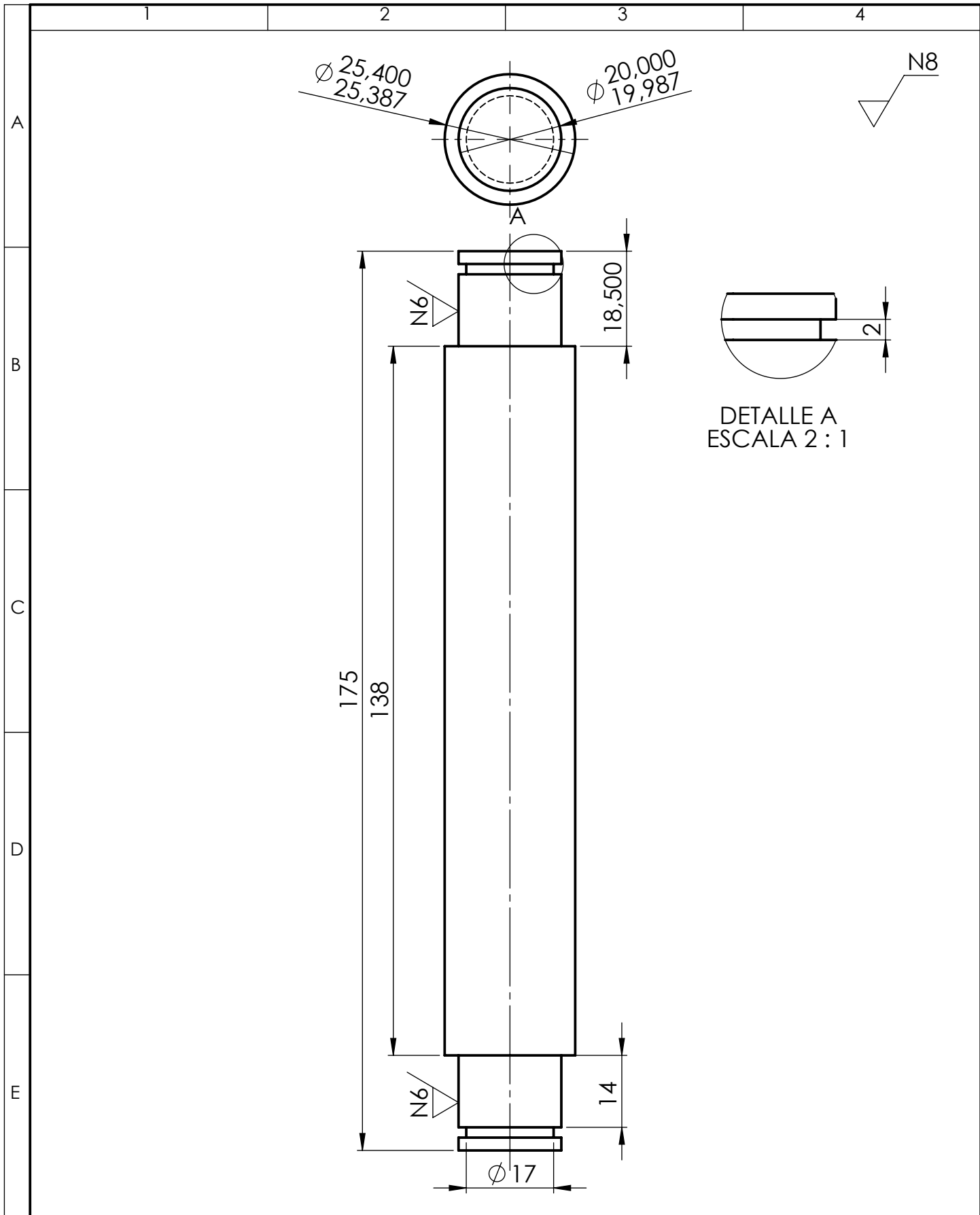
				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	527.89 gr	ASTM A36 Acero		
				Fecha	Nombre	Título: TAPAS CANAL U		Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			1 : 2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				U.T.A.		N. Lámina:		Registro:
				INGENIERIA MECANICA		17 DE 52		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:		



N12

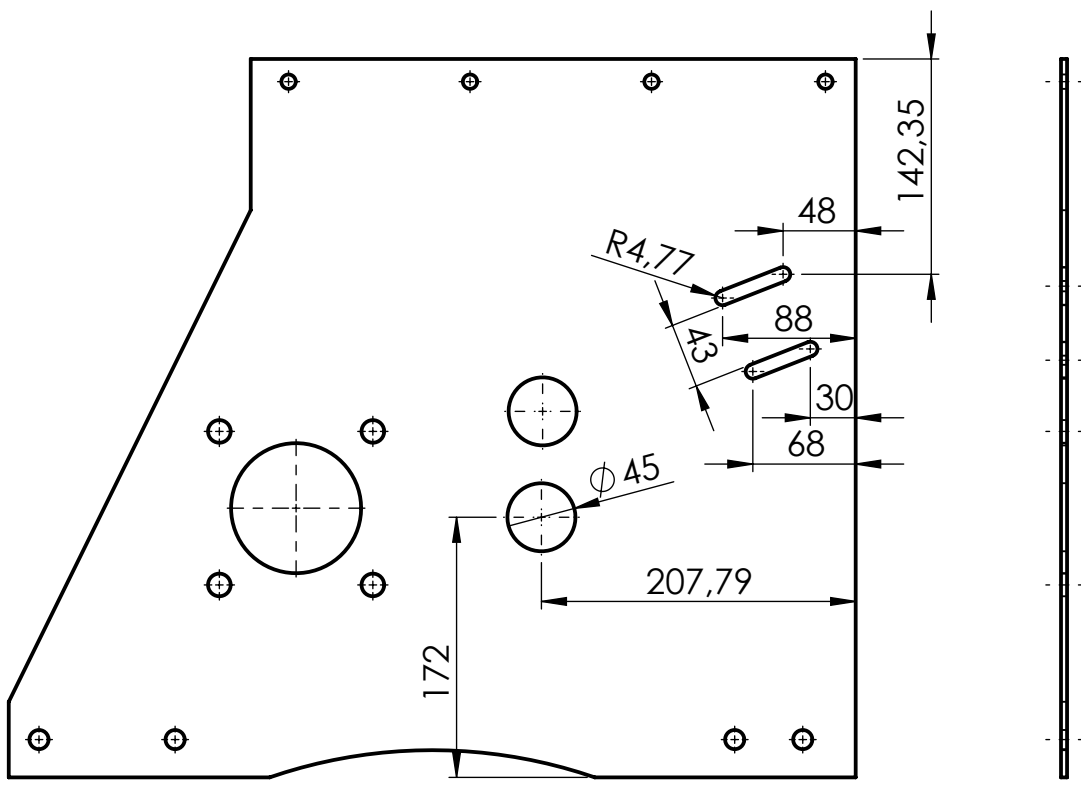


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	2391.58 gr	ASTM A36 Acero	
					Fecha:	Nombre:	Título:
				Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.	
				Revisó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				Aprobó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	ESCALA: 1:2
				<p style="text-align: center;">U.T.A. INGENIERIA MECANICA</p>		N. Lámina	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	Registro:



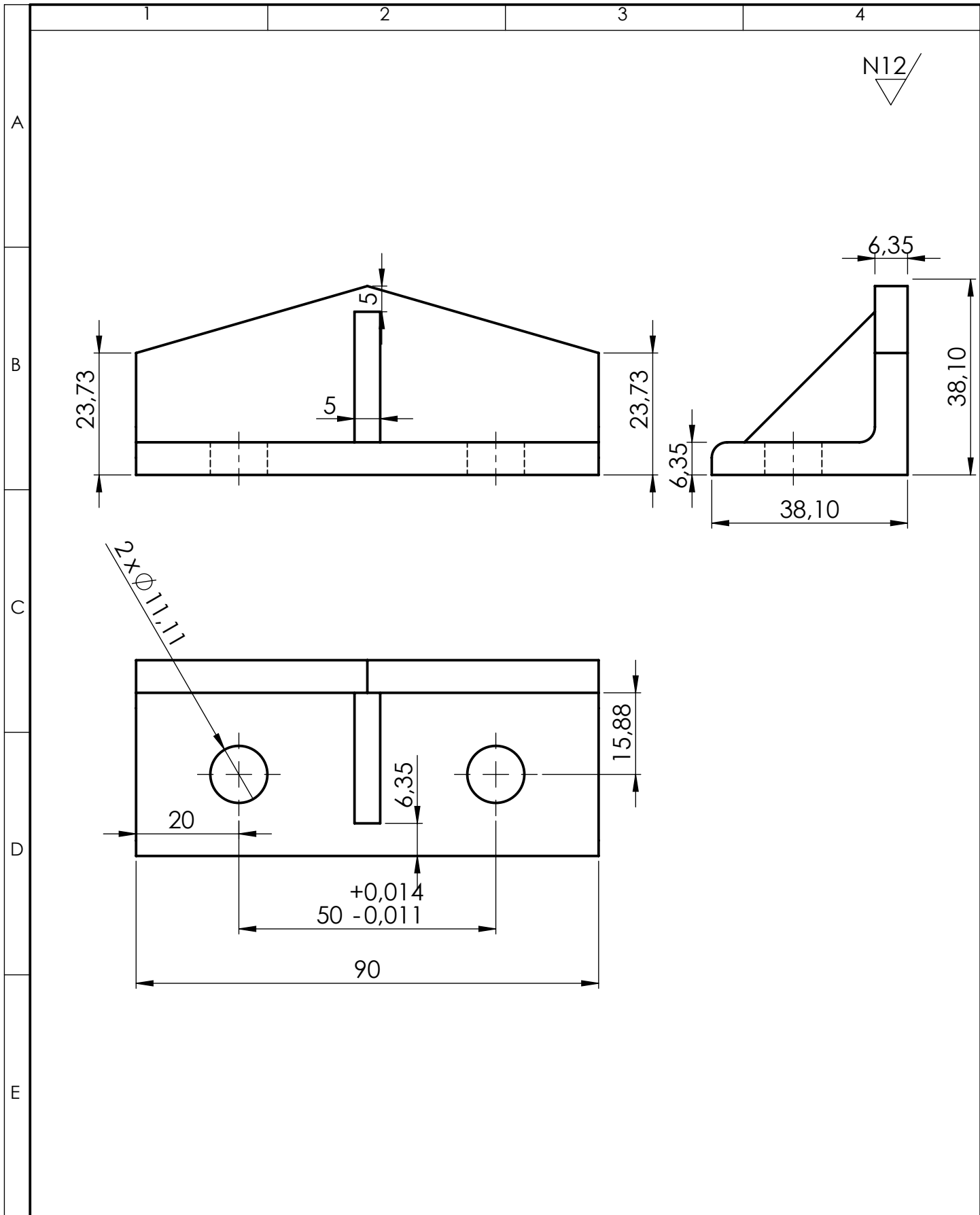
				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	641.49 gr	AISI 1018			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.			EJE TUBO CUADRADO	1:2
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
			Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:		
						19 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

N12



Misma placa que la del lado derecho pero se realiza un agujero adicional para colocar el cable.

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	6593.24 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:
				U.T.A.			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	281.01 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						21 de 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

1

2

3

4

A

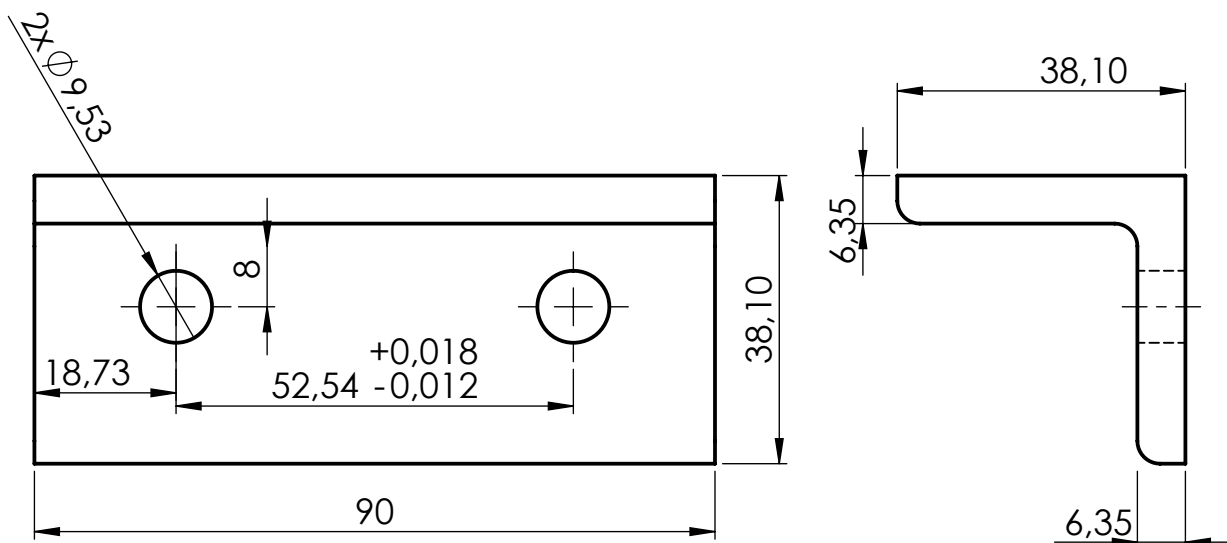
N12

B

C

D

E



				Tolerancia: ± 1	Peso: 304.90 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título: ÁNGULO SOPORTE ZAPATAS	Escala: 1:2
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina: 22 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	

1

2

3

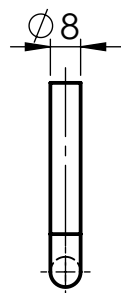
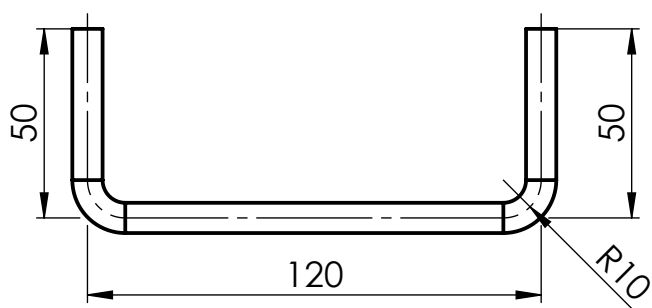
4

A

N12

B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	83.42 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			AGARRADERA LATERAL	1:2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:		
						23 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

1

2

3

4

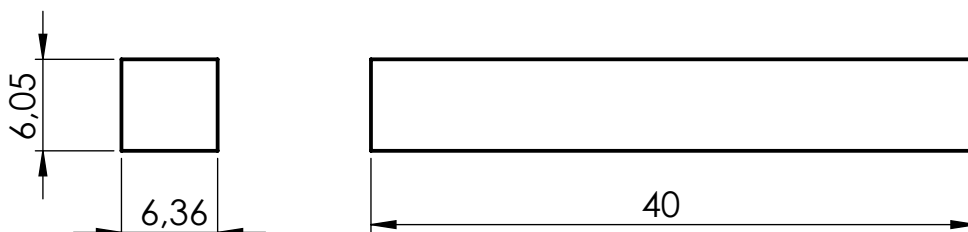
A

N12/



B

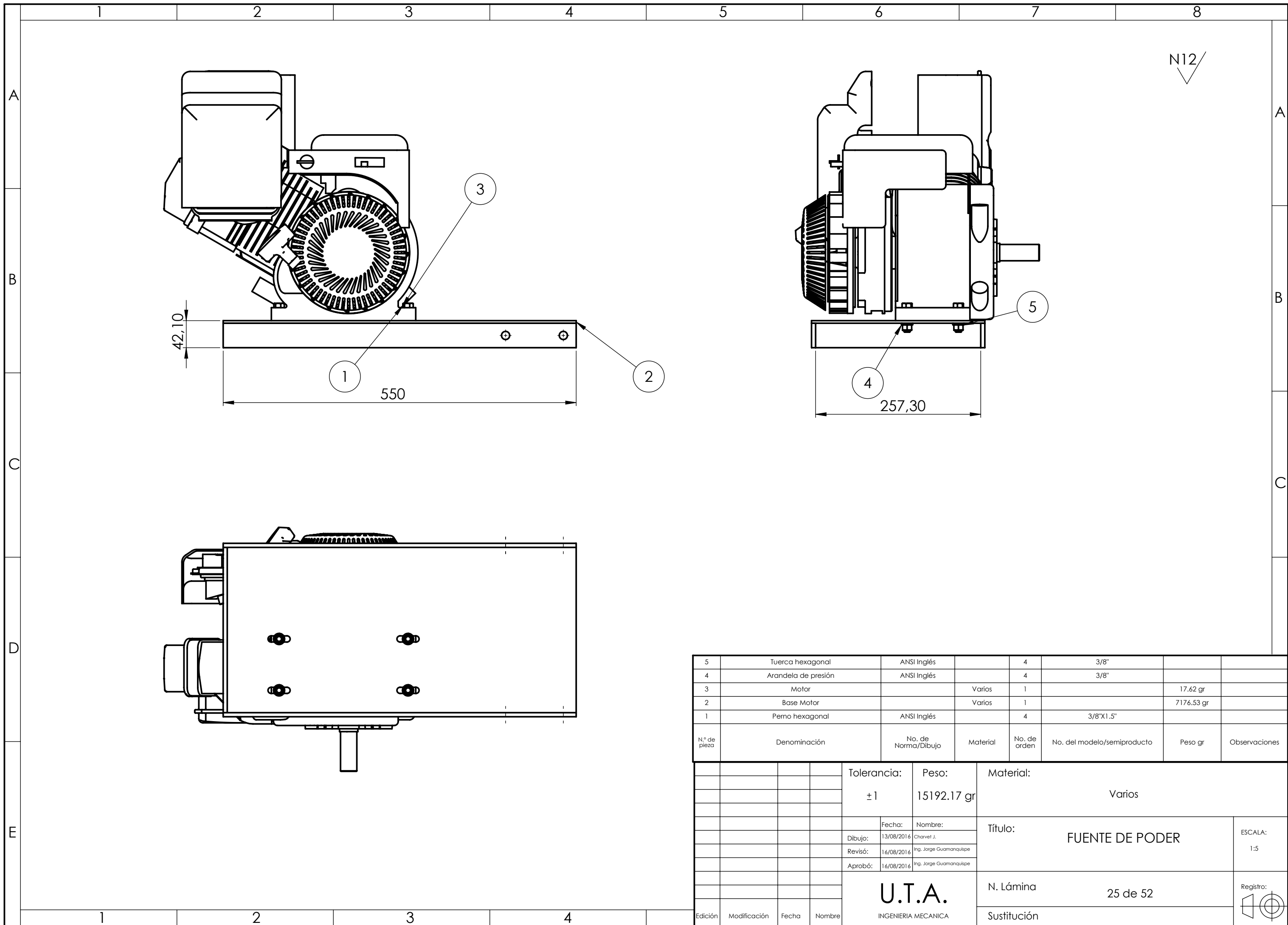
C



D

E

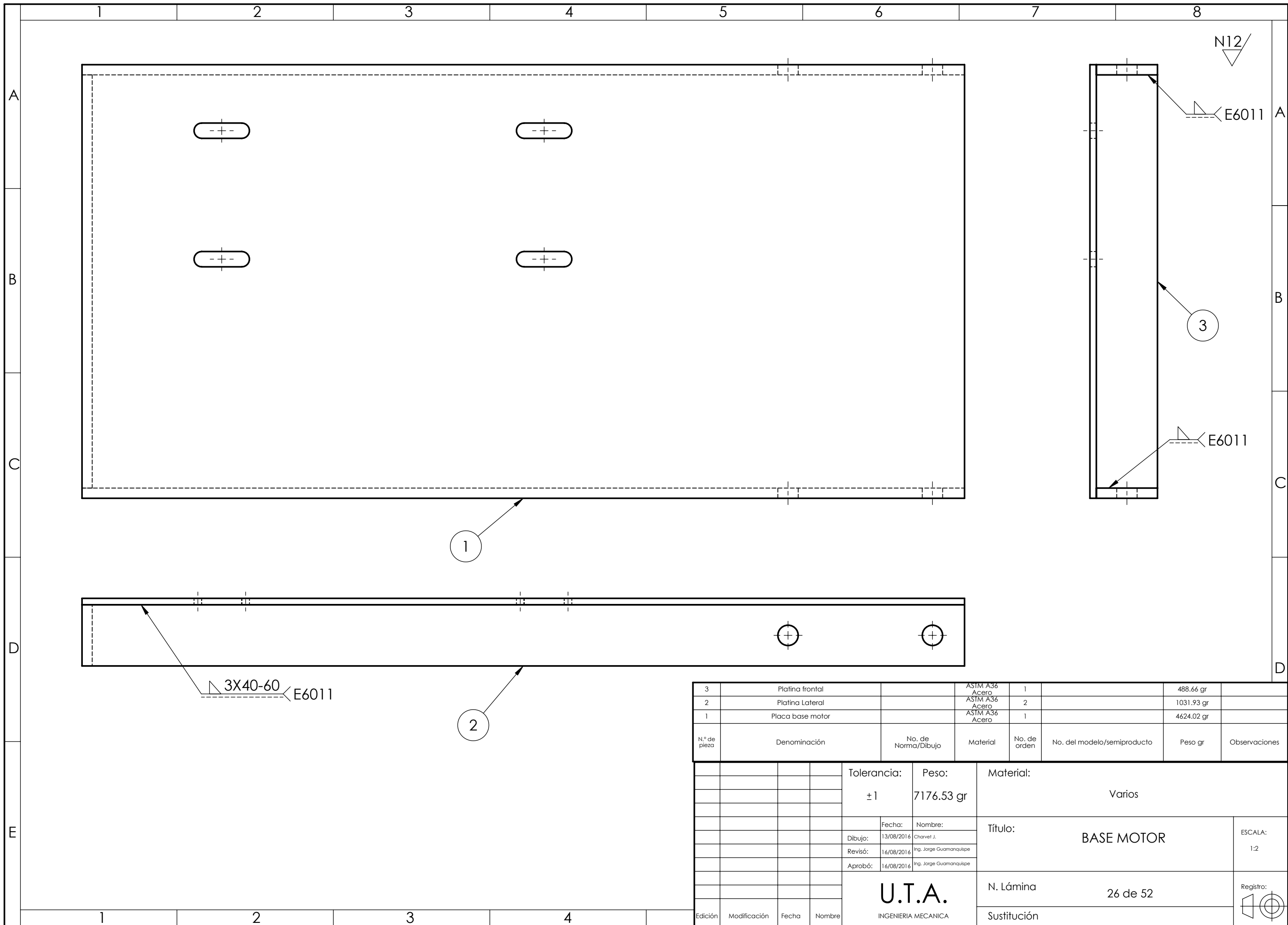
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	12.08 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						24 de 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



N° de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
5	Tuerca hexagonal	ANSI Inglés		4	3/8"		
4	Arandela de presión	ANSI Inglés		4	3/8"		
3	Motor		Varios	1		17.62 gr	
2	Base Motor		Varios	1		7176.53 gr	
1	Perno hexagonal	ANSI Inglés		4	3/8"X1.5"		

Tolerancia: ±1		Peso: 15192.17 gr		Material: Varios			
Fecha: 13/08/2016		Nombre: Charvet J.		Título: FUENTE DE PODER			ESCALA: 1:5
Dibujo: 13/08/2016		Revisó: 16/08/2016					
Revisó: 16/08/2016		Aprobó: 16/08/2016					
Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe		N. Lámina 25 de 52			Registro:
Edición		Modificación		Sustitución			

U.T.A.
INGENIERIA MECANICA



3	Platina frontal		ASTM A36 Acero	1		488.66 gr	
2	Platina Lateral		ASTM A36 Acero	2		1031.93 gr	
1	Placa base motor		ASTM A36 Acero	1		4624.02 gr	
N° de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones

Tolerancia:		Peso:		Material:			
±1		7176.53 gr		Varios			
Fecha:		Nombre:		Título:			ESCALA:
Dibujo: 13/08/2016		Charvel J.					
Revisó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe					
<p style="text-align: center;">U.T.A. INGENIERIA MECANICA</p>				N. Lámina		26 de 52	
				Sustitución		Registro:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



1

2

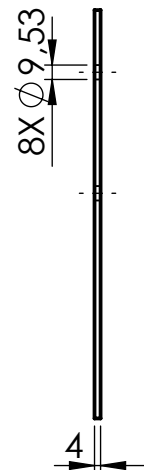
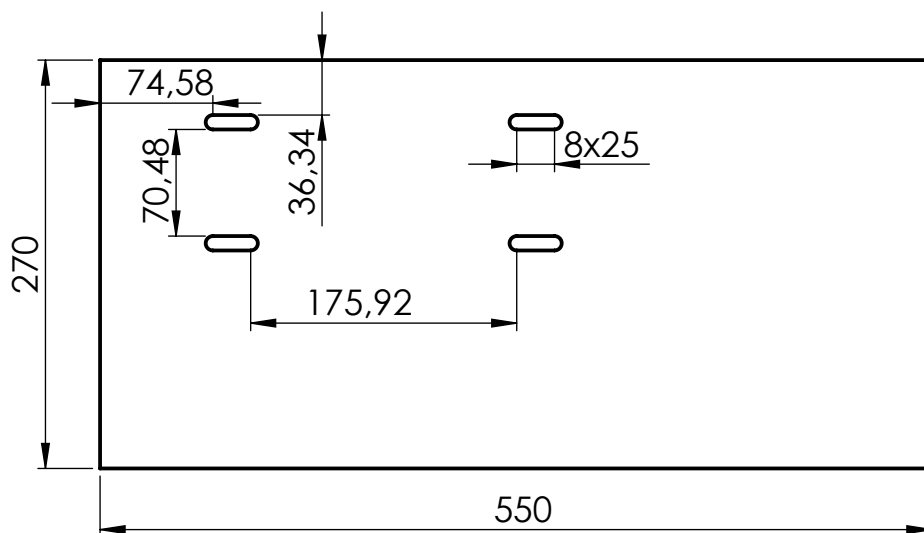
3

4

A

N12

B



C

D

E

				Tolerancia: ± 1	Peso: 4624.02 gr	Material: ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Título: PLACA BASE MOTOR
				Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.	
				Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	Escala: 1:5
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 27 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

1

2

3

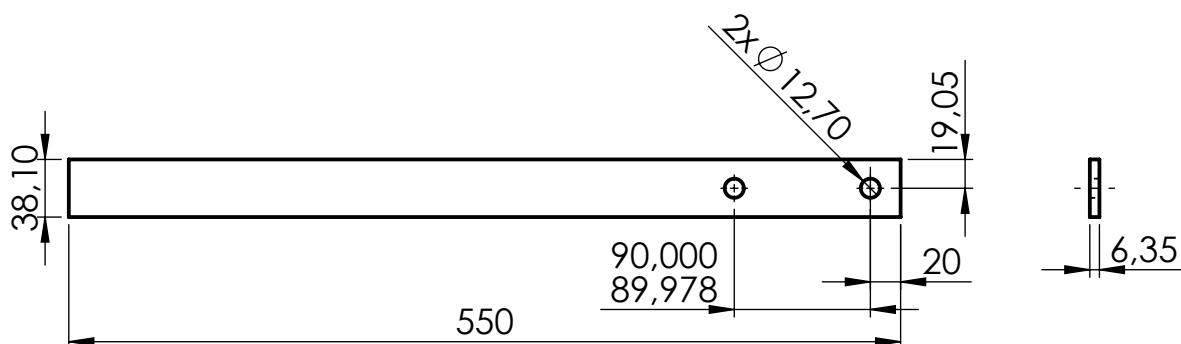
4

A

N12

B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	1031.93 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			PLATINA LATERAL	1:5
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			28 DE 52		Sustitución:	

1

2

3

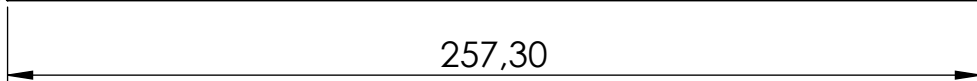
4

A

N12

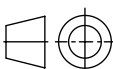

B

C

38,10
257,30
6,35


D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	488.66 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujó: 13/08/2016	Charvet J.			PLATINA FRONTAL	1 : 2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		29 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

1

2

3

4

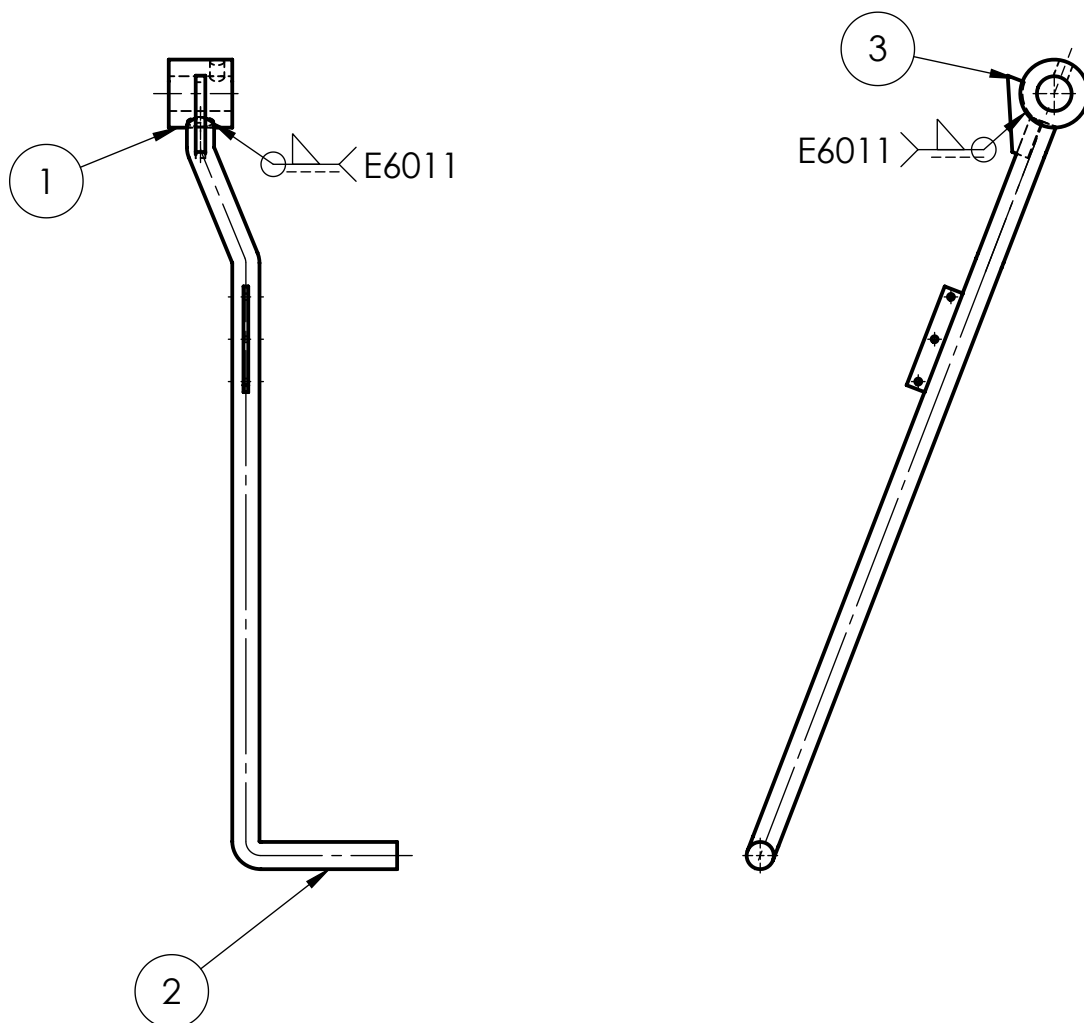
A

N12

B

C

D



E

No. de orden	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Bocin palanca		AlSi 1018
2	1	Palanca		ASTM A36 Acero
3	1	Nervio palanca		

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	1674.95 gr	Varios		
				Fecha	Nombre	Título:		Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.	ENSAMBLAJE PALANCA		1:5
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:	
						30 de 52		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:				

1

2

3

4

N12/

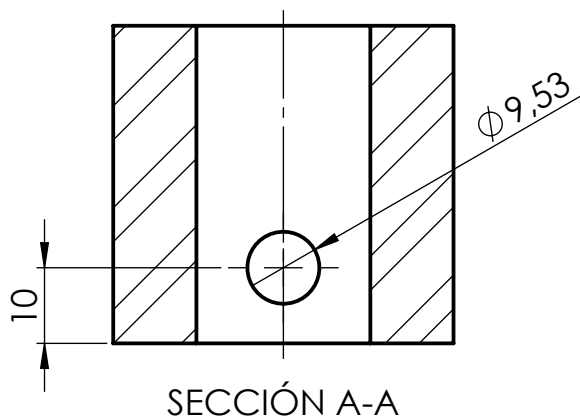
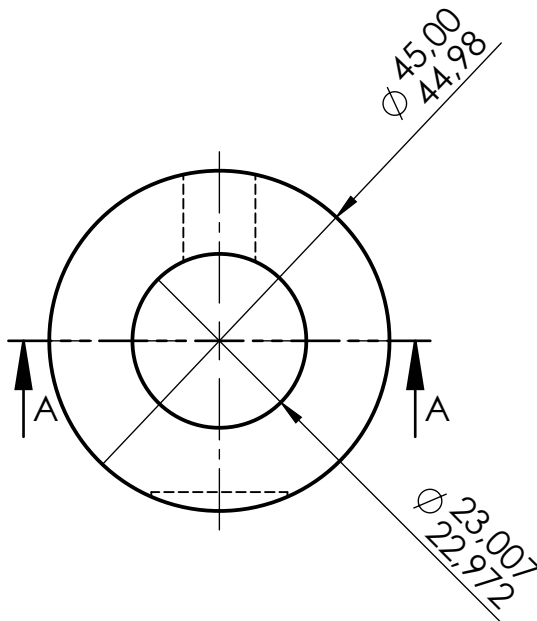
A

B

C

D

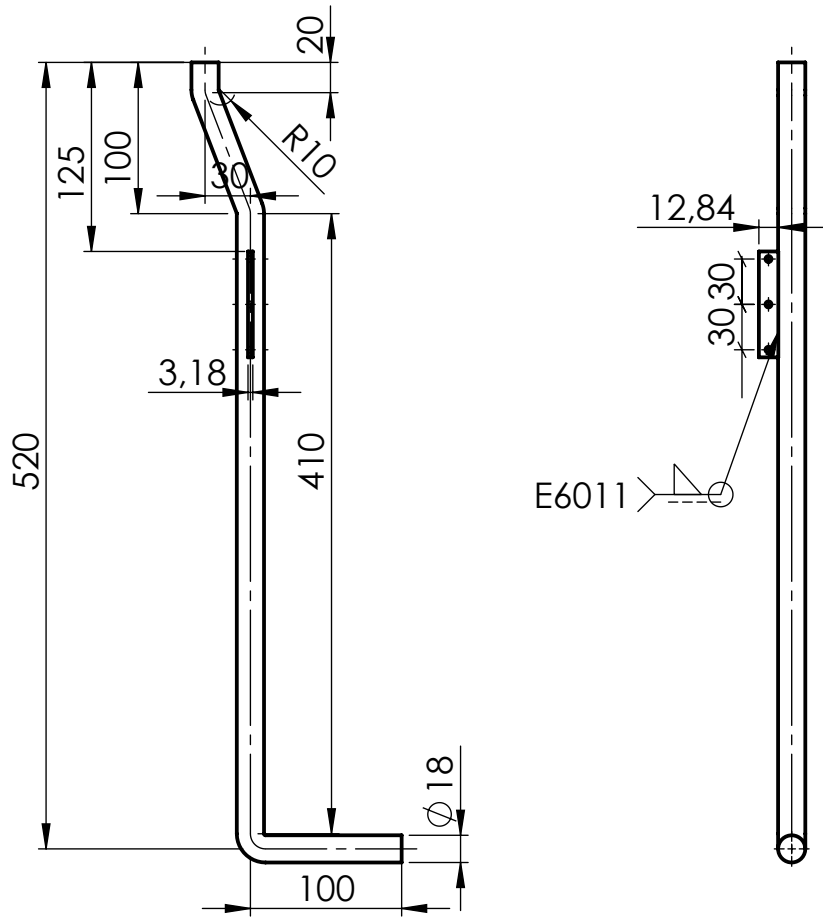
E



SECCIÓN A-A

				Tolerancia: ± 1	Peso: 379.49 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título: BOCIN PALANCA	Escala: 1:1
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina: 31 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	

N12



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	1262.17 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						32 DE 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

1

2

3

4

A

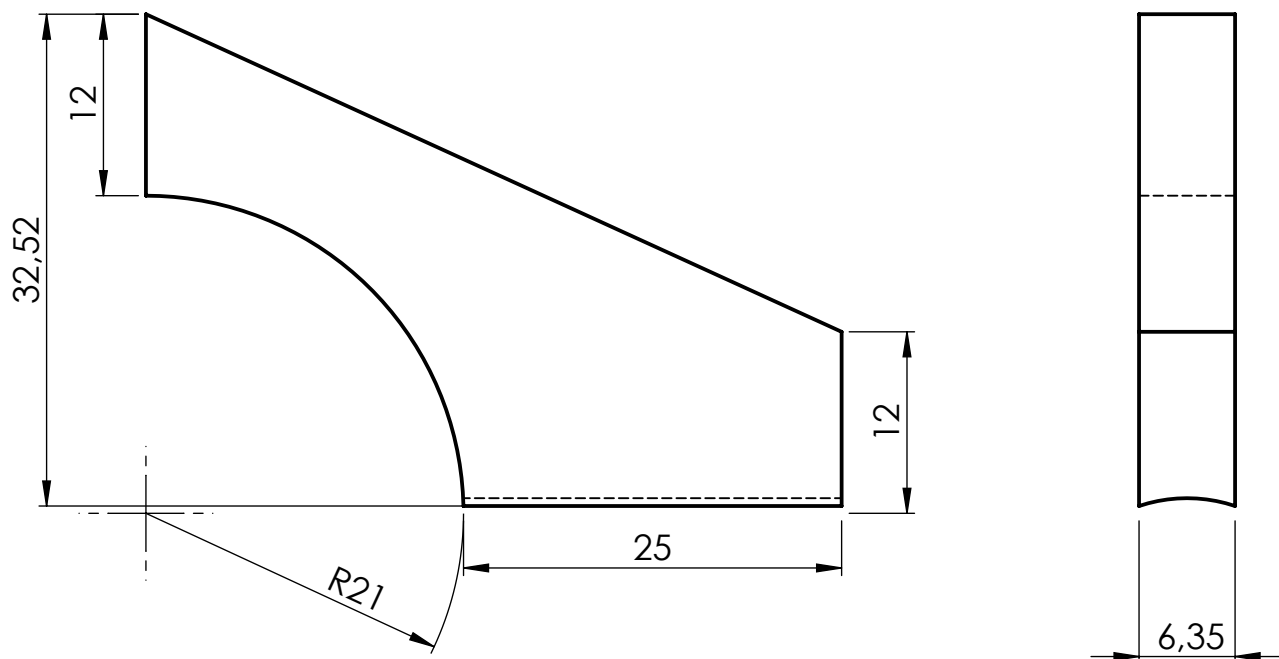
N12

B

C

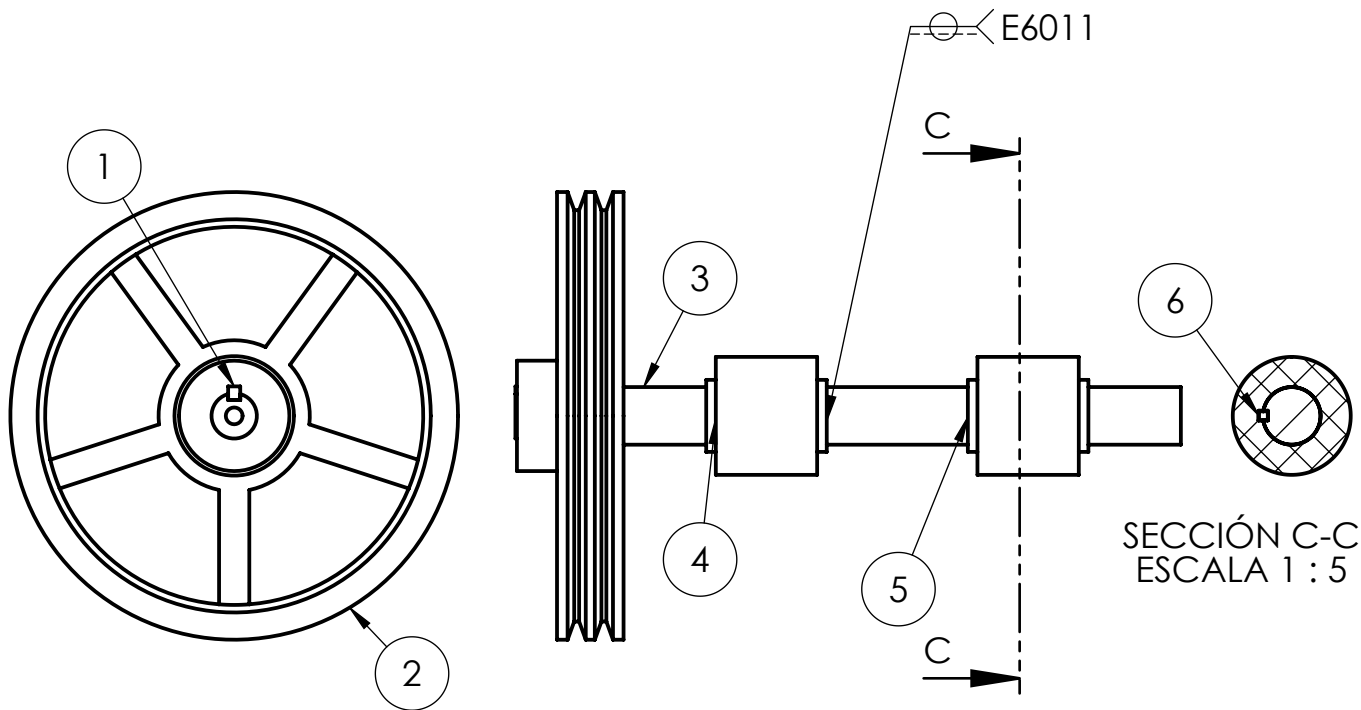
D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	33.29 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			NERVIO PALANCA	2:1
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		33 DE 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

n12/
▽



La soldadura por puntos se aplica a los cuatro anillos

No. de orden	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Chaveta polea conducida		
2	1	Polea conducida		
3	1	Eje rodillos		
4	2	Rodillo		
5	4	Anillos rodillos		
6	2	Chaveta rodillos		

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	7486.12 gr	Varios		
				Fecha	Nombre	Título:		Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.	MECANISMO DE TRACCIÓN		1 : 5
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:	
						34 de 52		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:				

1

2

3

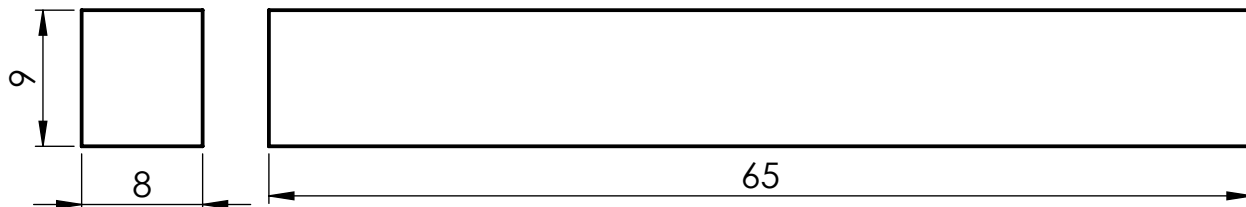
4

A

N12


B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	36.74gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	CHAVETA POLEA CONDUcida	2 : 1
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
						Sustitución:	

1 2 3 4 5 6 7 8

A

A

B

B

C

C

D

D

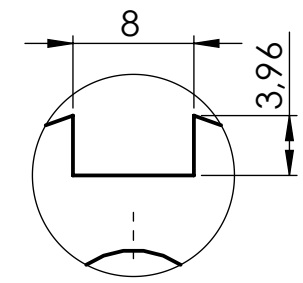
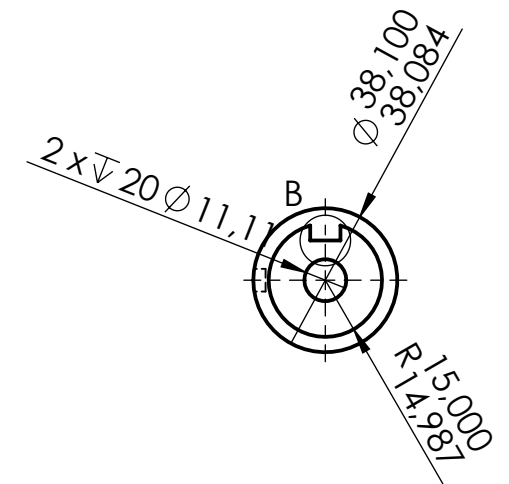
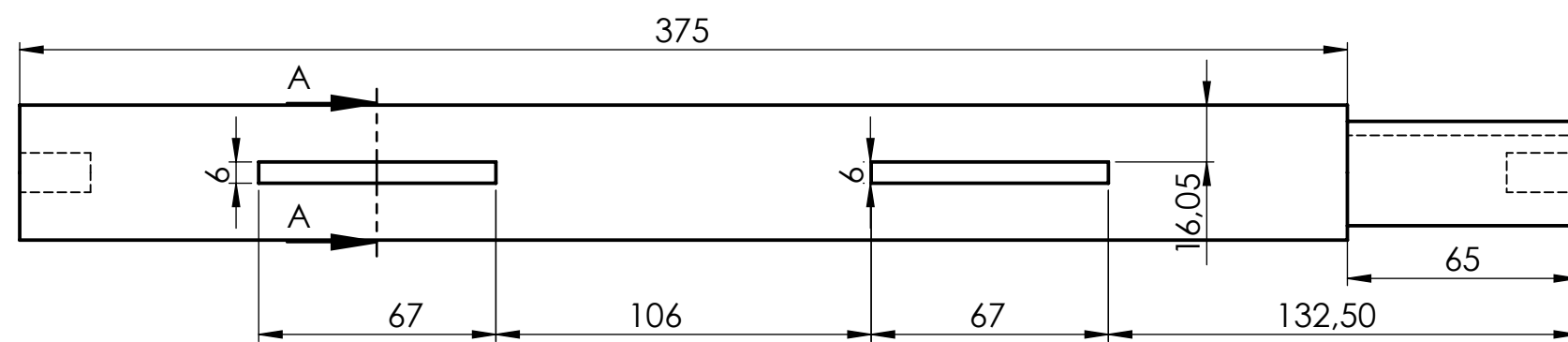
E

E

N6



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

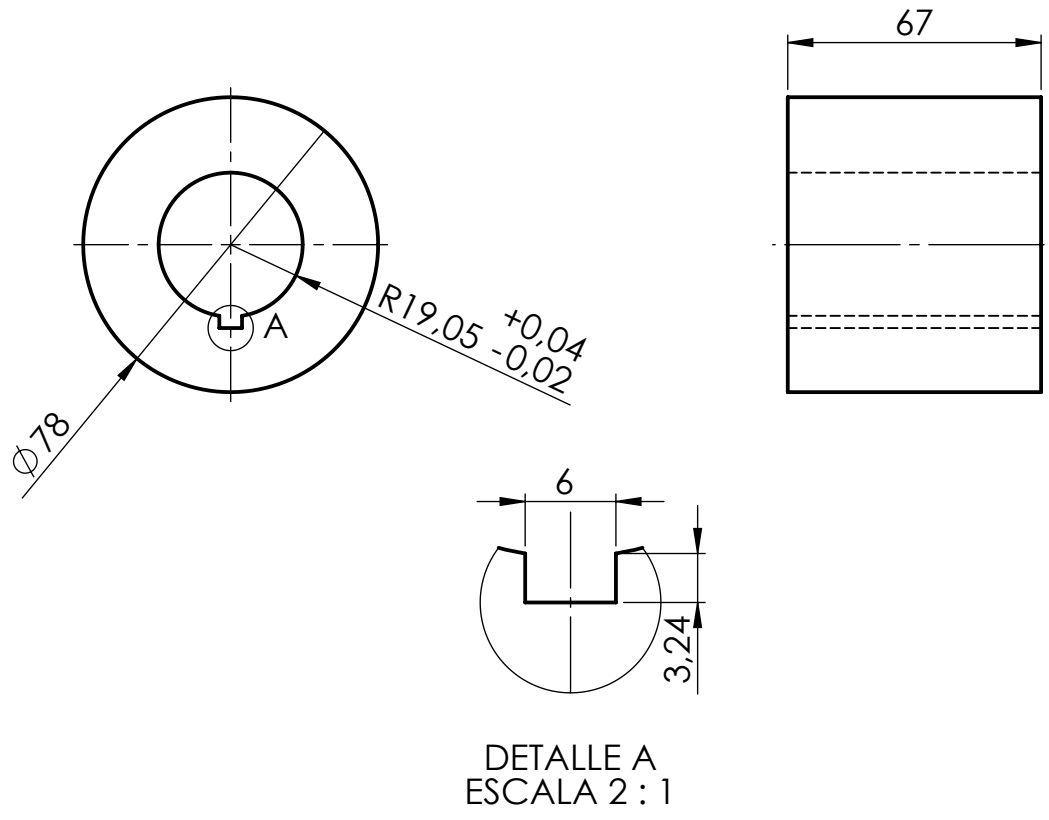
				Tolerancia: ± 1	Peso: 3672.02 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha: 13/08/2016	Nombre: Charvet J.	Título: EJE RODILLOS	ESCALA: 1 : 2
				Revisó: 16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina 36 DE 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	

1 2 3 4

1 2 3 4

N7

A
B
C
D
E



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	339.54 gr	Nylon	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
			Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:
			U.T.A.				
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	

1

2

3

4

A

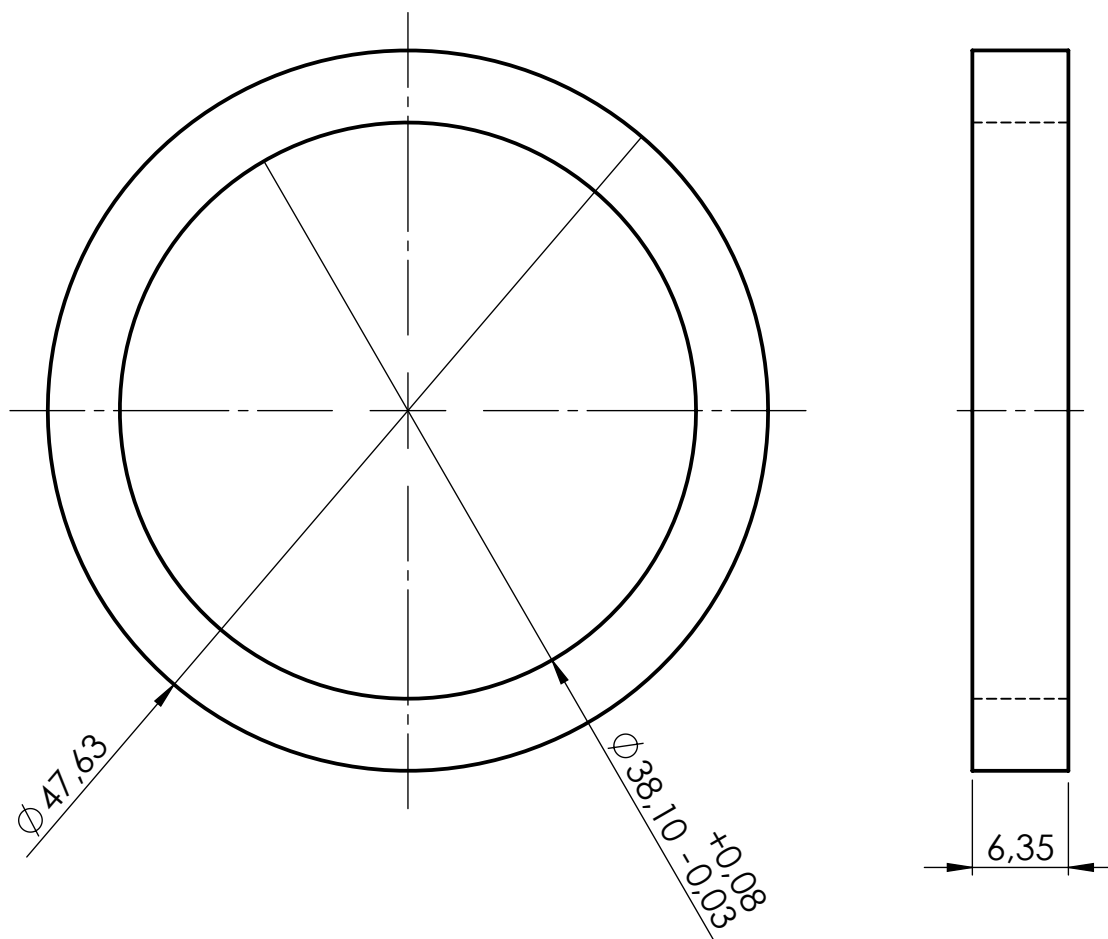
N12
▽

B

C

D

E



Barolar platina de 1/4 hasta las medidas especificadas

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	31.99 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			ANILLOS RODILLOS	2:1
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		38 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

1

2

3

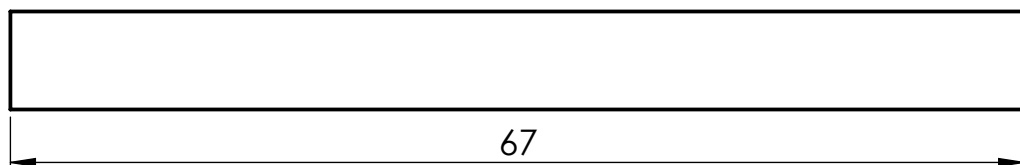
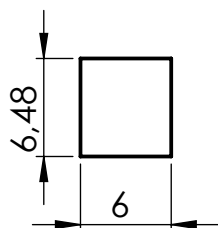
4

A

N12/

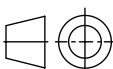

B

C



D

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	20.45 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			CHAVETA RODILLOS	1:1
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		39 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

1

2

3

4

A

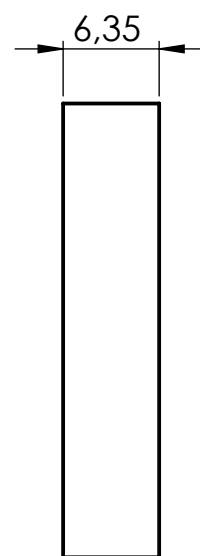
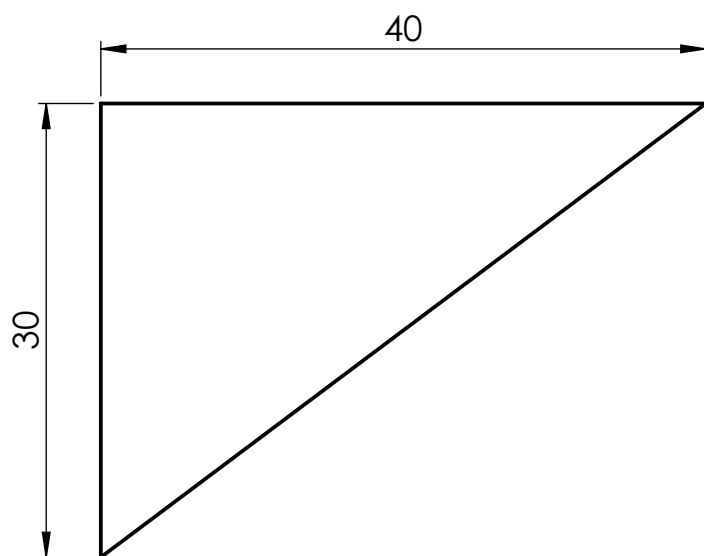
N12

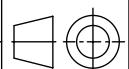

B

C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	29.91 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			NERVIO RESORTE	2:1
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			40 de 52		Sustitución:	
									

1

2

3

4

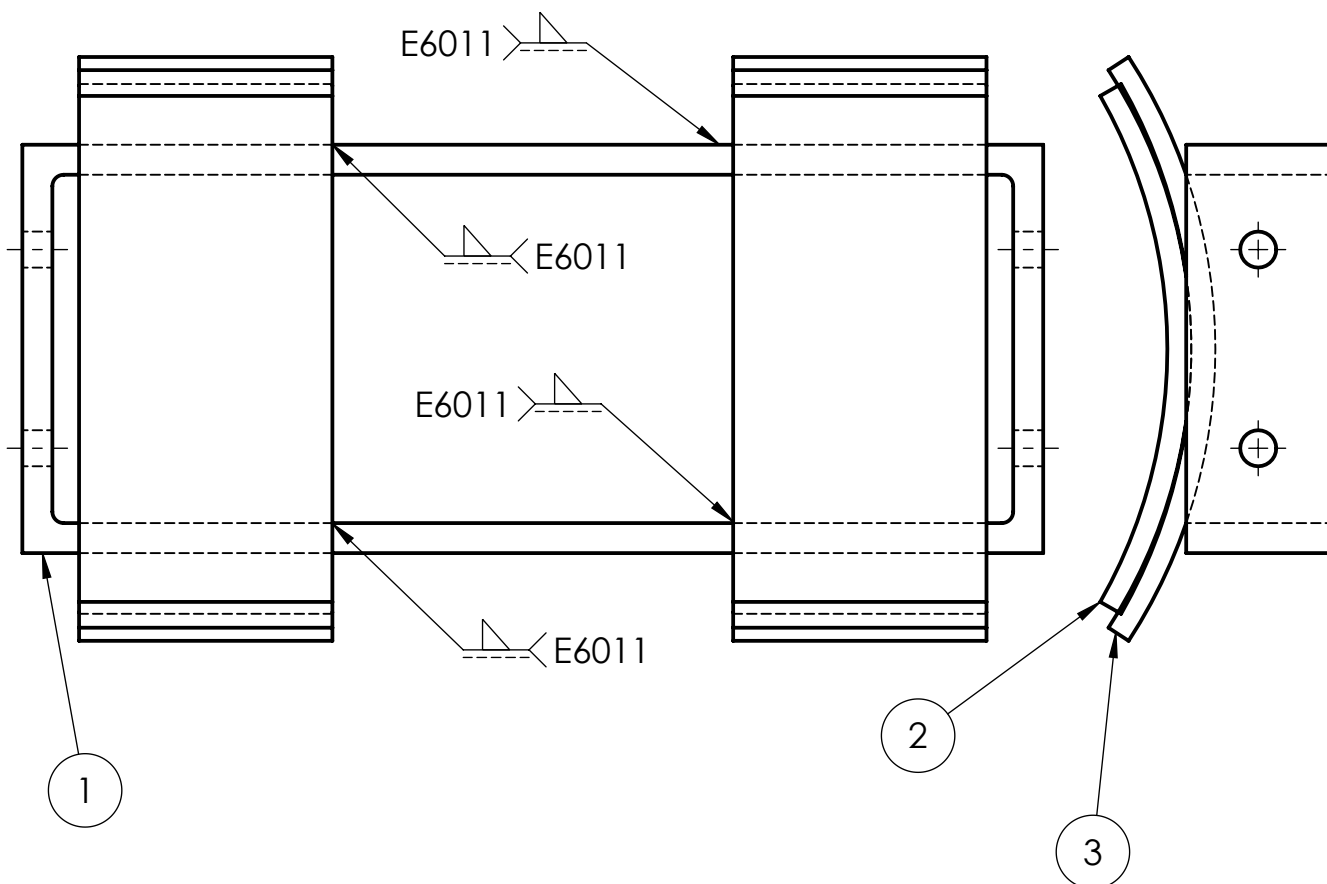
N12/

A

B

C

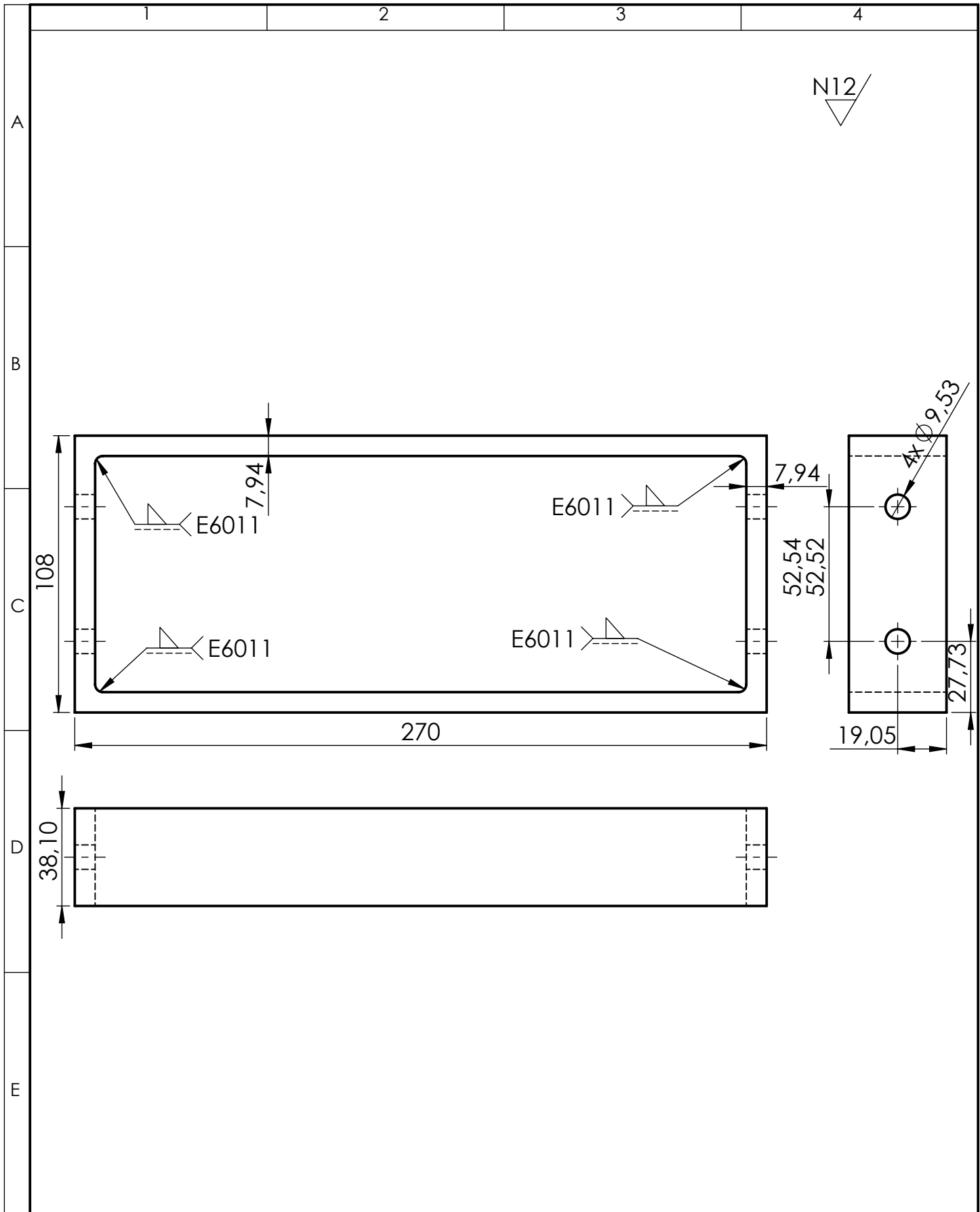
D



E

3	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Soporte zapatas		
2	2	Zapata		
3	2	Platina zapata		

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	569.96 gr	Varios			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			MECANISMO DE FRENO	1:5
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			41 de 52			
						Sustitución:			



				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	1703.89 gr	ASTM A36 Acero		
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:	
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		SOPORTE ZAPATAS	1 : 2
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
			Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:		Registro:
						42 de 52		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:				

1

2

3

4

N12/

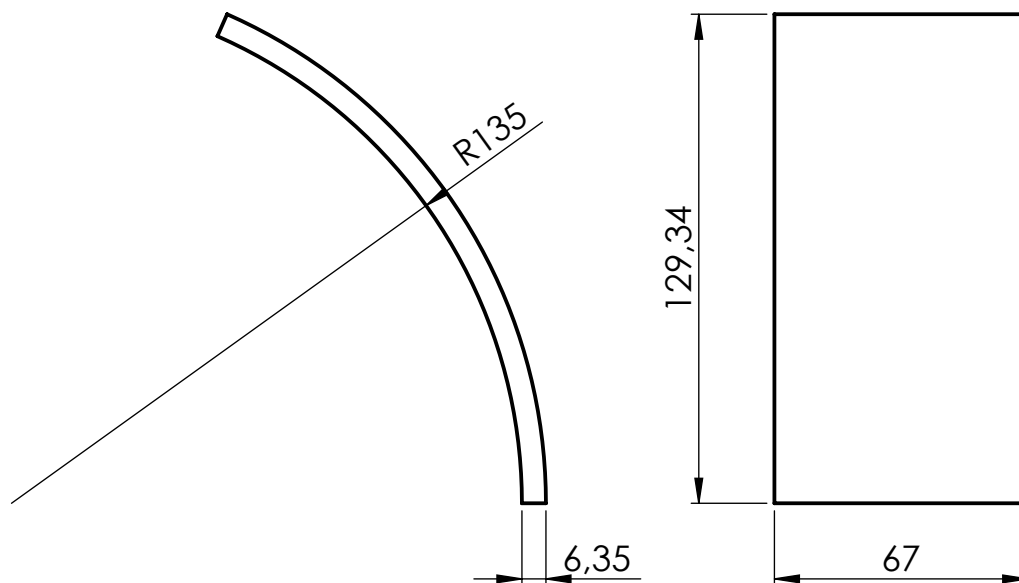
A

B

C

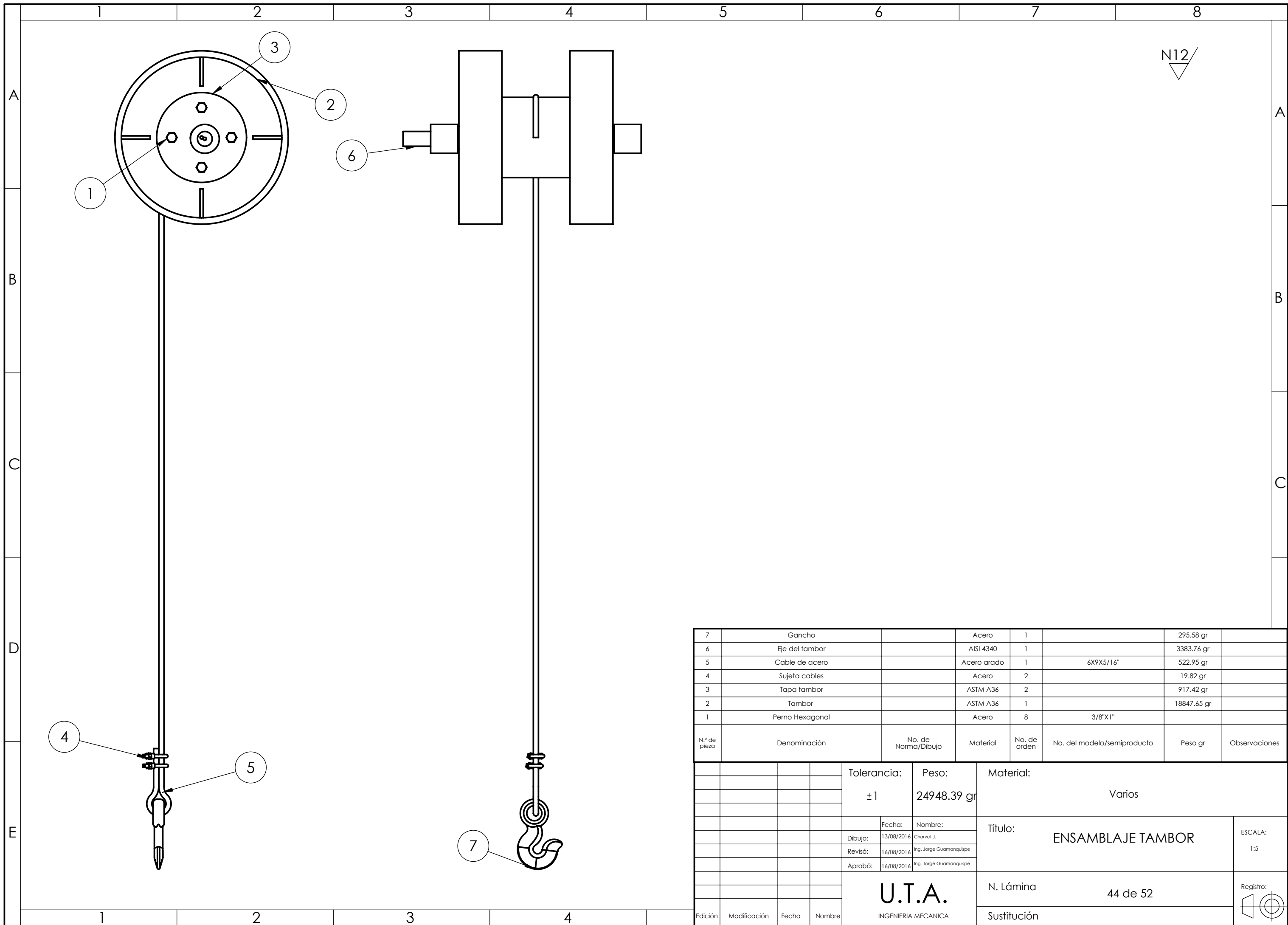
D

E



Barolar la platina de 1/4 hasta obtener la curvatura de la zapata

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	533.27 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.			PLATINA ZAPATA	1:2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		43 DE 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			



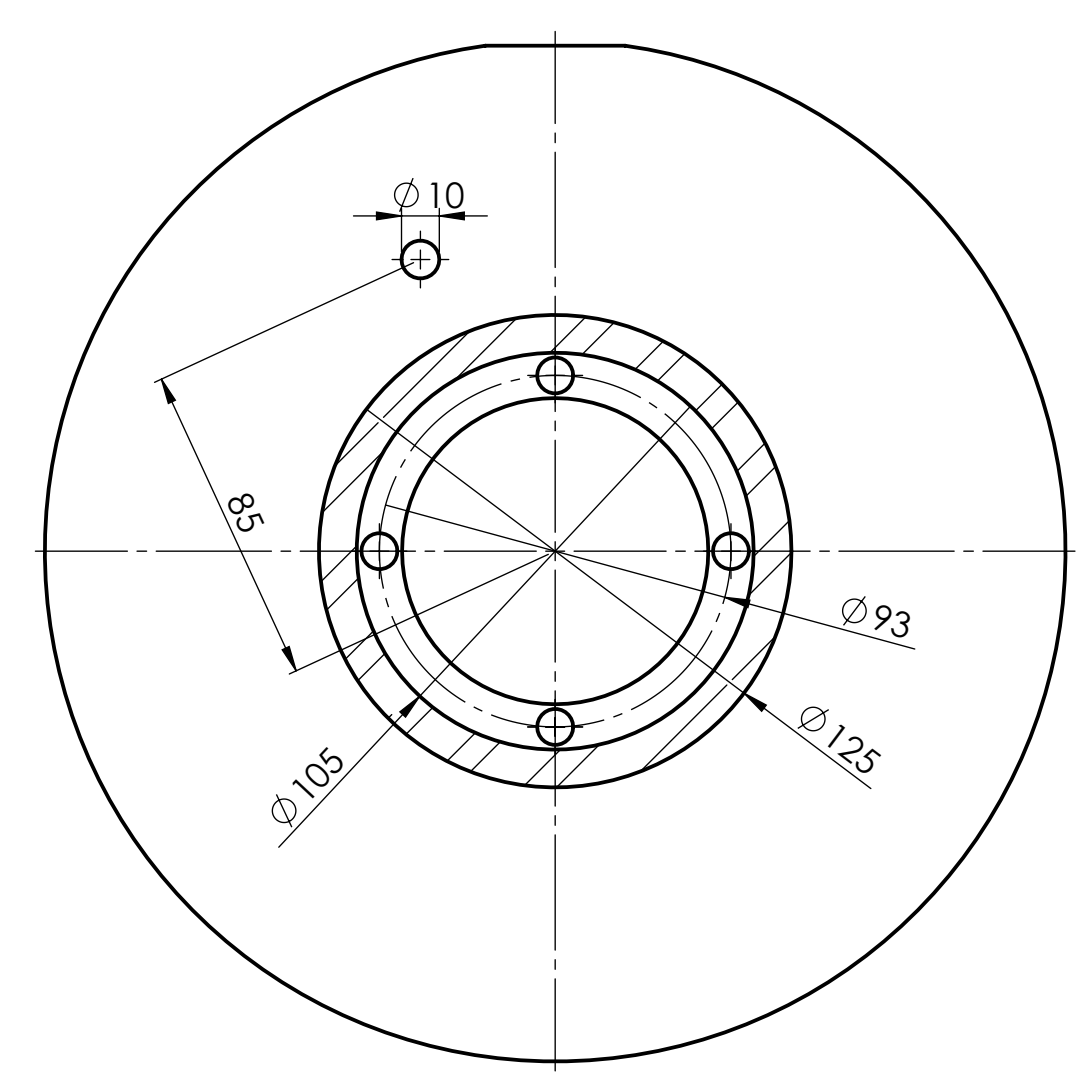
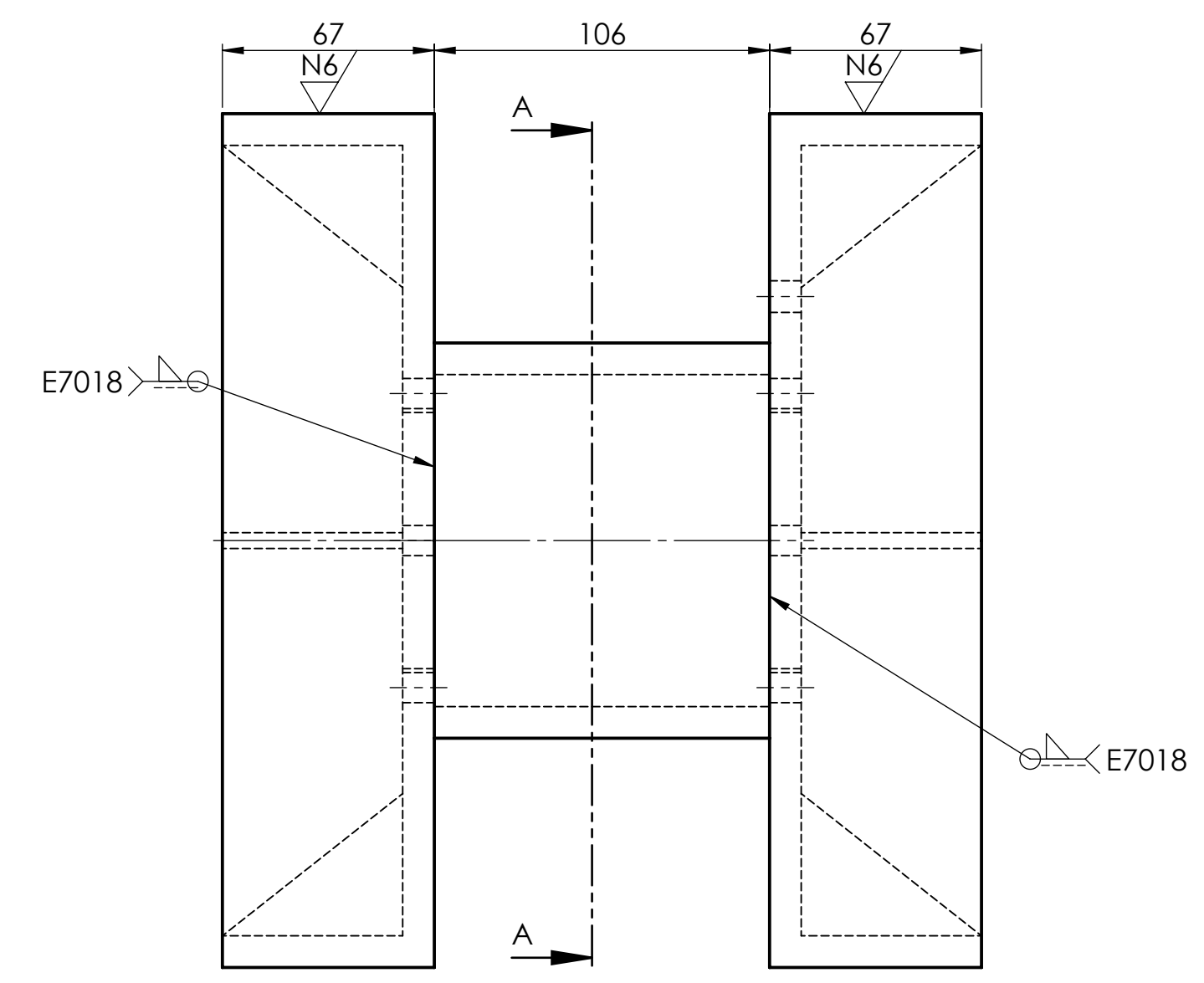
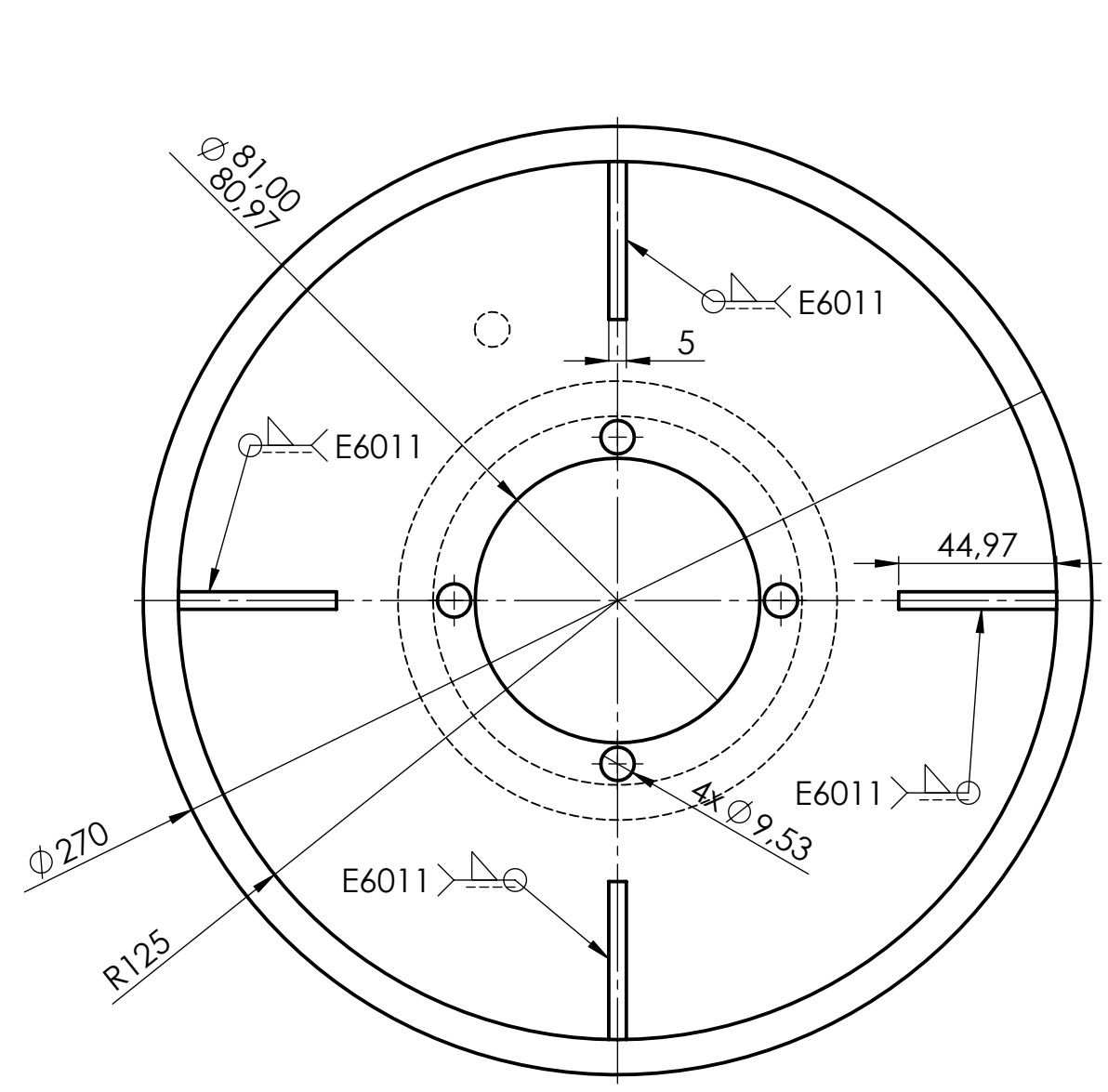
N.º de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
7	Gancho		Acero	1		295.58 gr	
6	Eje del tambor		AISI 4340	1		3383.76 gr	
5	Cable de acero		Acero arado	1	6X9X5/16"	522.95 gr	
4	Sujeta cables		Acero	2		19.82 gr	
3	Tapa tambor		ASTM A36	2		917.42 gr	
2	Tambor		ASTM A36	1		18847.65 gr	
1	Perno Hexagonal		Acero	8	3/8"x1"		

Tolerancia:		Peso:		Material:		ESCALA:
± 1		24948.39 gr		Varios		
Fecha:		Nombre:		Título:		1:5
Dibujo:		Charvel J.				
Revisó:		Ing. Jorge Guamanquispe				
Aprobó:		Ing. Jorge Guamanquispe		N. Lámina		Registro:
Edición		Modificación		44 de 52		
Fecha		Nombre		Sustitución		

U.T.A.
INGENIERIA MECANICA

ENSAMBLAJE TAMBOR

N8



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	15522 gr	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 13/08/2016	Charvet J.	TAMBOR	
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	Escala:	
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	1:2	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 45 de 52	
						(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

A

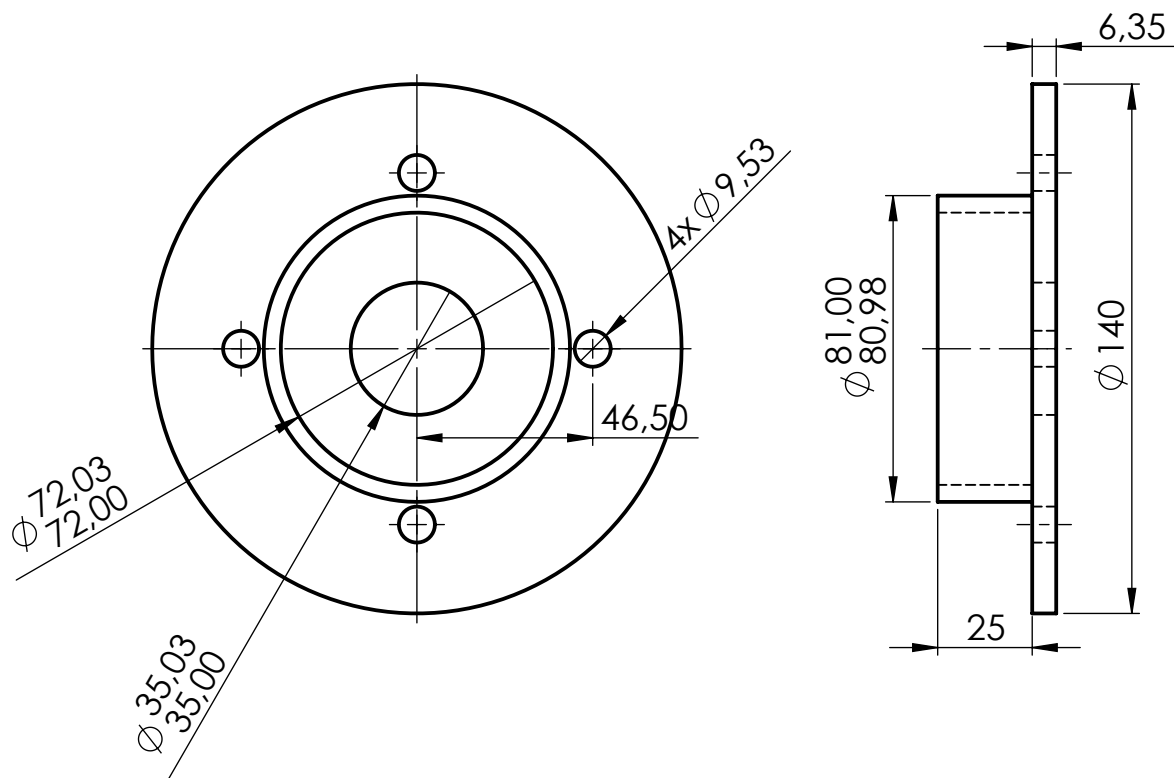
N12
▽

B

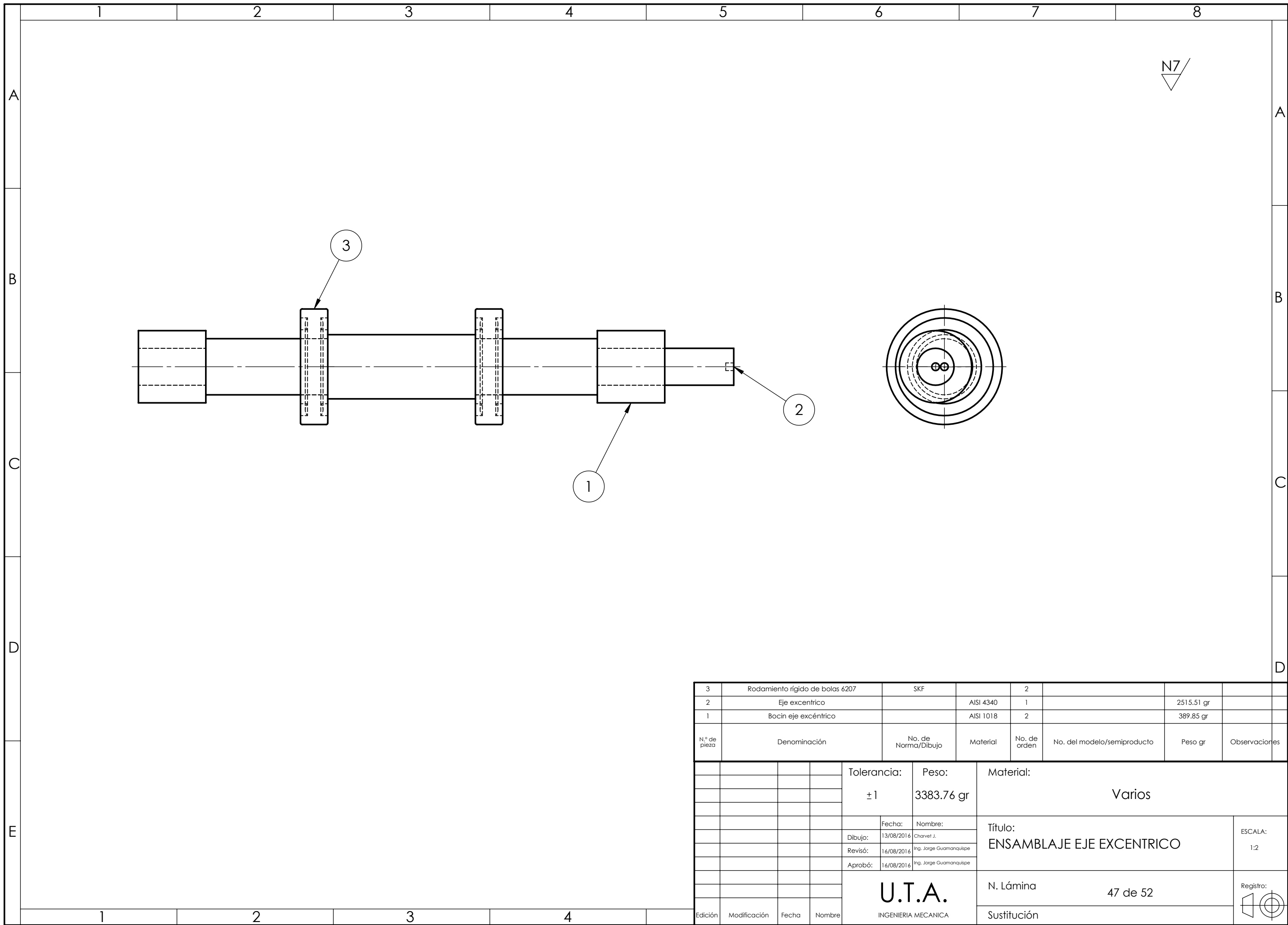
C

D

E



				Tolerancia: ± 1	Peso: 917.42 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.	TAPA TAMBOR	1:2
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 46 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



N° de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso gr	Observaciones
3	Rodamiento rígido de bolas 6207		SKF	2			
2	Eje excéntrico		AlSI 4340	1		2515.51 gr	
1	Bocin eje excéntrico		AlSI 1018	2		389.85 gr	
		Tolerancia: ± 1		Peso: 3383.76 gr		Material: Varios	
		Fecha: 13/08/2016		Nombre: Charvel J.		Título: ENSAMBLAJE EJE EXCÉNTRICO	
		Revisó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe		ESCALA: 1:2	
		Aprobó: 16/08/2016		Ing. Jorge Guamanquispe		Registro:	
		U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina 47 de 52		Sustitución	
Edición	Modificación			Fecha	Nombre		

1

2

3

4

A

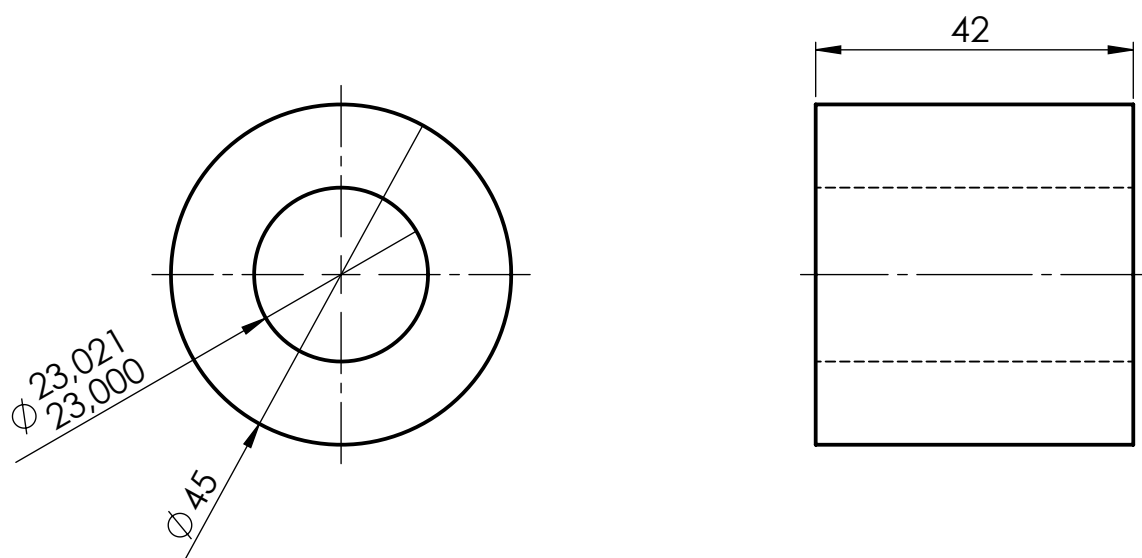
N12/

B

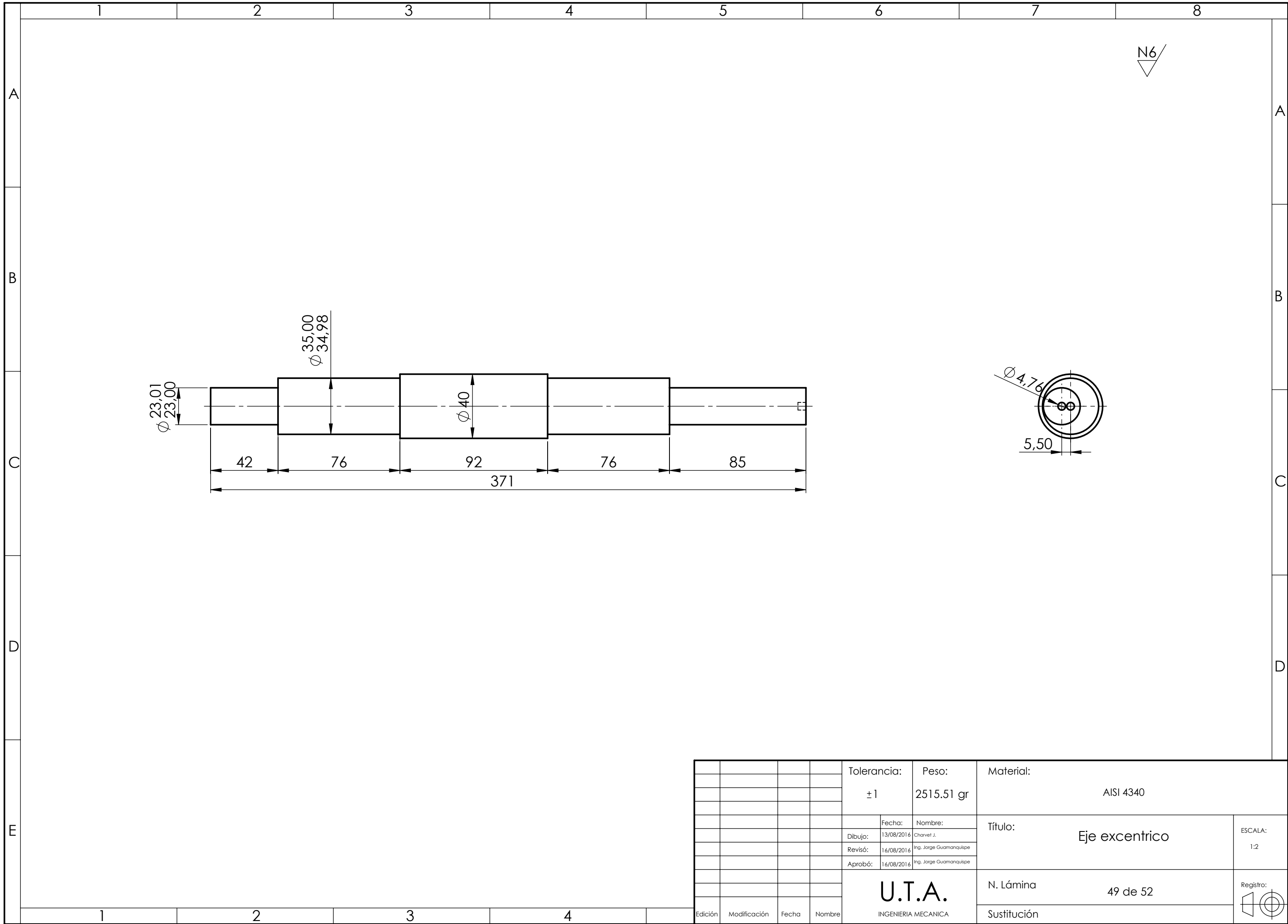
C

D

E

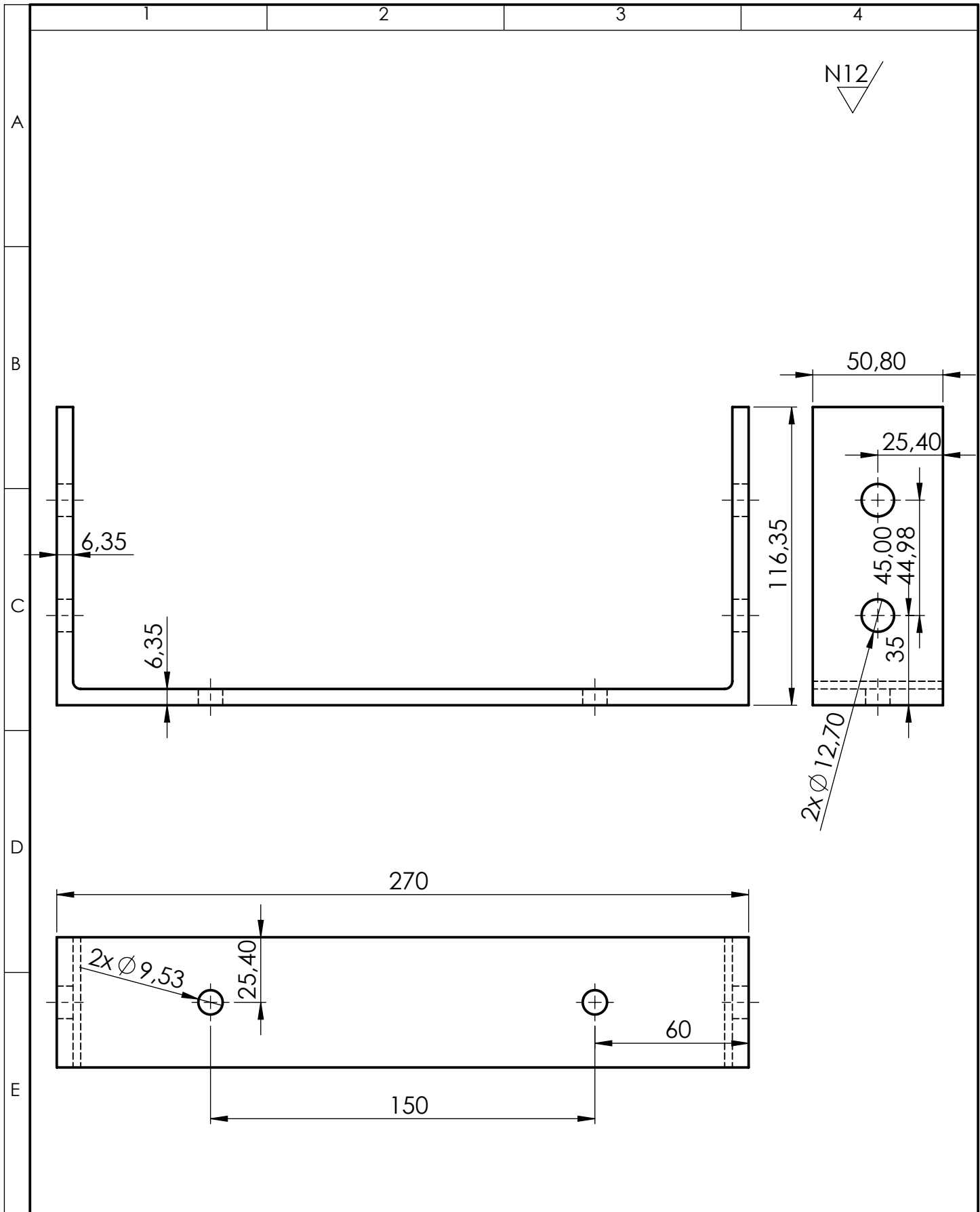


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	389.85 gr	AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:
				U.T.A.			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	



N6

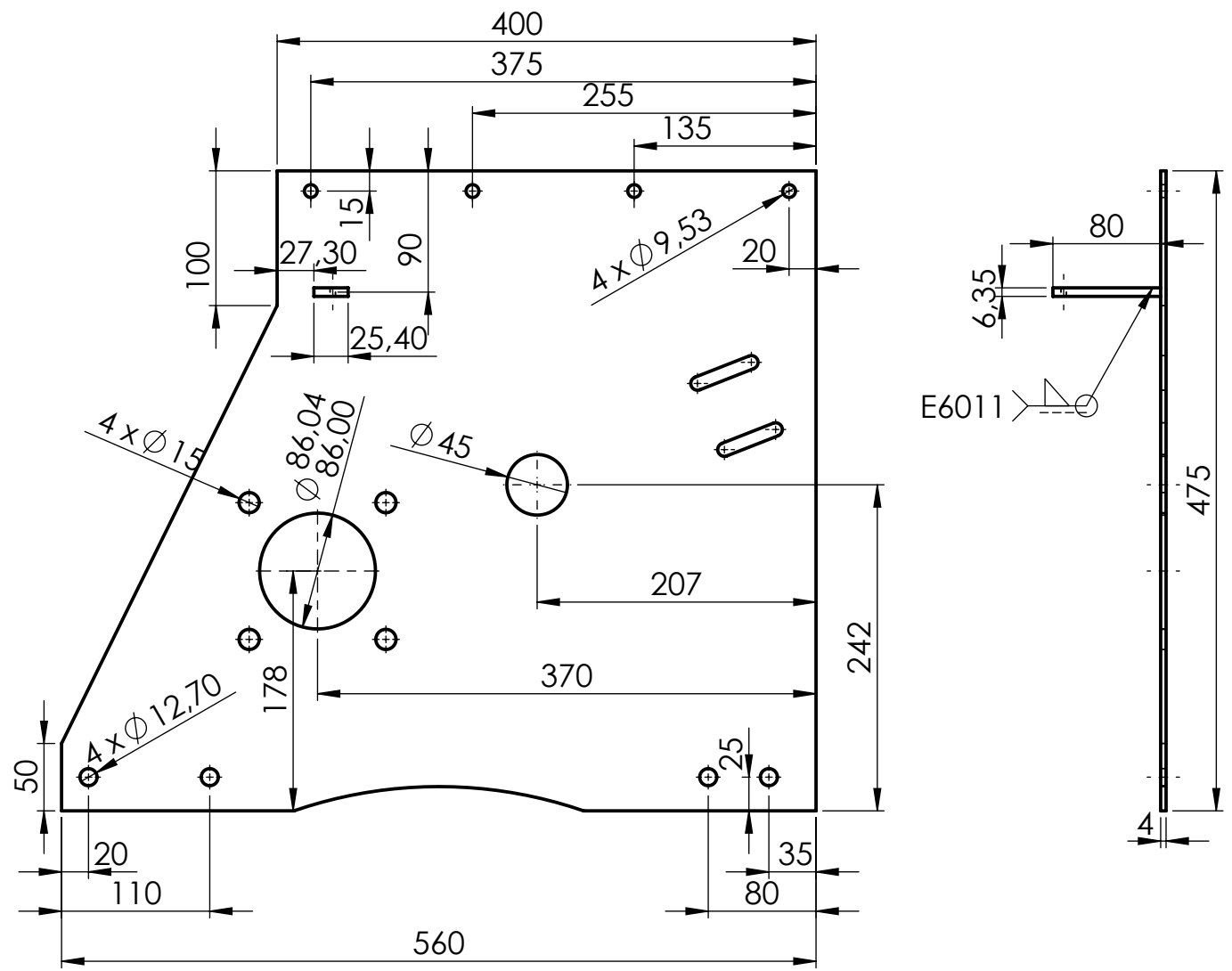
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	2515.51 gr	AISI 4340	
					Fecha:	Nombre:	Título:
				Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.	
				Revisó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	
				Aprobó:	16/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	ESCALA: 1:2
				<p style="text-align: center;">U.T.A. INGENIERIA MECANICA</p>		N. Lámina	
						Sustitución	49 de 52
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



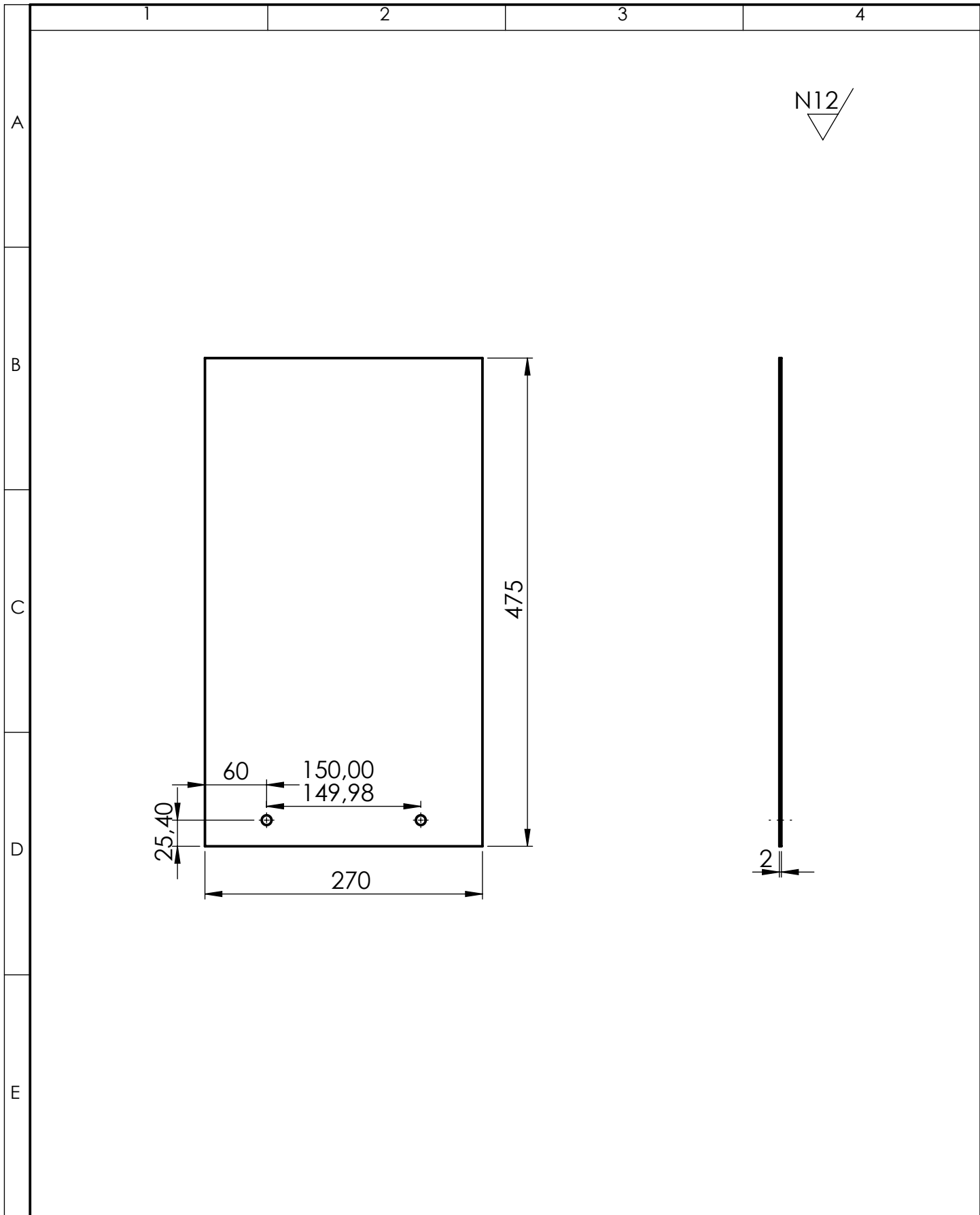
				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	1209.98 gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:		
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.			SEGURO TAPA POSTERIOR	1 : 2
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe				
			Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe	N. Lámina:	Registro:		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		50 de 52			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:			

N12

A
B
C
D
E



				Tolerancia: ± 1	Peso: 6742.15 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Título: PLACA EJES DERECHA	Escala: 1:5
				Dibujo: 13/08/2016	Charvet J.		
				Revisó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				Aprobó: 15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 51 de 52	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	2016.41 gr	Acero galvanizado	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
			Dibujo:	13/08/2016	Charvet J.		
			Revisó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
			Aprobó:	15/08/2016	Ing. Jorge Guamanquispe		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						52 de 52	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			