



DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTOR: BURBANO POZO NELSON DAVID

TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL  
AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA  
EMPRESA TRACTO DIESEL

DIRECTOR: ING. MANJARRÉS, FÉLIX

CODIRECTOR: ING. TERÁN, HÉCTOR

LATACUNGA, JULIO 2014

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

CERTIFICADO

ING. FÉLIX MANJARRÉS (DIRECTOR)

ING. HÉCTOR TERÁN (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL” realizado por Nelson David Burbano Pozo, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas establecidas por la ESPE, en el reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE..

Debido a que constituye un proyecto de excelente calidad y contenido científico que servirá para el aprendizaje, la aplicación de conocimientos y desarrollo profesional por lo que se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a Nelson David Burbano Pozo que lo entregue al Ing. Juan Castro Clavijo, en calidad de Director de la Carrera de Ingeniería Automotriz.  
Latacunga, Julio del 2014.

---

Ing. Félix Manjarrés  
DIRECTOR

---

Ing. Héctor Terán  
CODIRECTOR

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE****CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ****DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Yo, Nelson David Burbano Pozo

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado **”DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL”**, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Julio del 2014.

-----

Nelson David Burbano Pozo

C.C.1002449971

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ**

**AUTORIZACIÓN**

Yo, Nelson David Burbano Pozo

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas– ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Julio del 2014.

---

Nelson David Burbano Pozo

C.C.1002449971

## DEDICATORIA

El presente proyecto de investigación lo dedico a mis padres, mi hermano, mi esposa, y en especial a mi hijo por ser la luz e inspiración para iniciar y culminar este reto tan importante, juntos de la mano siempre mi bendición.

*Nelson David Burbano Pozo*

## AGRADECIMIENTO

A Dios por darme salud y vida, mis padres por ser comprensivos y siempre darme aliento cuando me sentía vencido, mi hermano por su apoyo y consejo, y por último y no menos importante, a mi esposa compañera de vida y fuente inagotable de alegría y amor. Esta es una página más de nuestro libro, te amo.

*Nelson David Burbano Pozo*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
CERTIFICADO.....	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
RESUMEN.....	xxi
SUMMARY.....	xxii
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE.....	1
1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4 OBJETIVOS.....	2
1.4.1 OBJETIVO PRINCIPAL.....	2
1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	2
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>4</b>
2. FUNDAMENTO TEÓRICO.....	4
2.1 SOPORTES PARA MOTORES.....	4
2.1.1 CLASIFICACIÓN.....	4

2.1.1.1	CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL ACCIONAMIENTO.....	5
2.1.1.1.1	SOPORTE MECÁNICO.....	5
2.1.1.1.2	SOPORTE HIDRÁULICO.....	5
2.1.1.1.3	SOPORTE ELÉCTRICO.....	7
2.1.1.2	CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA FORMA DE SUJECIÓN.....	8
2.1.1.2.1	ANCLAJE SIMPLE.....	8
2.1.1.2.2	ANCLAJE DOBLE.....	9
2.1.1.3	CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA POSICIÓN DEL MOTOR.....	9
2.1.1.3.1	MOTOR LONGITUDINAL.....	9
2.1.1.3.2	MOTOR TRANSVERSAL.....	10
2.2	BANCADA.....	11
2.3	EJES.....	12
2.3.1	CONFIGURACIÓN.....	13
2.3.2	TRANSMISIÓN DE PAR DE TORSIÓN.....	14
2.4	REDUCTORES DE VELOCIDAD.....	15
2.4.1	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES.....	16
2.4.2	REDUCTORES DE CORONA SINFIN.....	17
2.4.2.1	GEOMETRÍA DEL REDUCTOR CORONA SINFIN.....	18
2.4.2.1.1	PASO $p$ y PASO $P_d$ .....	18
2.4.2.1.2	NUMERO DE HILOS ( $N_w$ ).....	19
2.4.2.1.3	AVANCE ( $L$ ).....	20
2.4.2.1.4	ÁNGULO DE AVANCE ( $\gamma$ ).....	20
2.4.2.1.5	VELOCIDAD DE LA LÍNEA DE PASO ( $V_t$ ).....	21

2.4.2.2	CONJUNTOS DE SINFIN CORONA CON AUTOBLOQUEO.....	22
2.4.2.3	GEOMETRÍA TÍPICA DE LOS CONJUNTOS SINFIN CORONA.....	22
2.4.2.4	RELACIÓN DE VELOCIDAD.....	23
2.4.2.5	LUBRICACIÓN.....	23
2.5	ACERO.....	23
2.5.1	ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36.....	25
2.5.1.1	PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS.....	26
2.6	MOTOR ELÉCTRICO.....	27
2.6.1	MOTOR DE JAULA DE ARDILLA.....	28
2.6.2	VENTAJAS.....	30
2.6.3	CAMBIO DE SENTIDO DE GIRO.....	30
2.7	PROCESOS DE MANUFACTURA.....	31
2.7.1	CORTE.....	31
2.7.1.1	TORNEADO.....	32
2.7.1.1.1	TORNO TOS-50NB.....	32
2.7.1.2	FRESADO.....	33
2.7.1.2.1	FRESADORA CME FU205.....	33
2.7.1.3	TALADRADO.....	34
2.7.1.3.1	TALADRO MORGAN 20MM.....	35
2.7.1.4	SIERRA DE CICLO.....	35
2.7.1.4.1	SIERRA DE CICLO MARVEL MFG CHICAGO.....	36
2.7.1.5	OXICORTE.....	37
2.7.1.5.1	OXICORTE EXCOWELD EQP 48-2-SI2.....	38
2.7.2	SOLDADURA.....	39

2.7.2.1	SMAW.....	41
2.7.2.2	ELECTRODOS.....	42
2.7.2.2.1	ELECTRODOS PARA SOLDAR ACERO.....	43
2.7.2.2.2	ELECTRODO 6011.....	44
2.7.2.2.3	SOLDADORA EUTECTIC 300 AMP.....	46
2.7.3	PROCESO DE PINTURA.....	46
2.7.3.1	COMPRESOR CAMPBELL TDE34-23.....	47
2.7.4	MONTAJE MECÁNICO.....	48
2.7.5	ELEMENTOS DE SUJECIÓN.....	50
2.7.5.1	PERNOS.....	51
2.7.5.1.1	PERNOS SAE 7.....	52
2.7.6	MOVILIDAD DE LA MÁQUINA.....	53
2.7.6.1	GARRÚCHAS.....	53
2.7.6.1.1	GARRÚCHA PR 5”.....	53
<b>CAPÍTULO 3</b>	.....	<b>54</b>
3.	DISEÑO ESTRUCTURAL.....	54
3.1	DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA.....	54
3.1.1	CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES.....	54
3.1.1.1	VOZ DEL USUARIO.....	54
3.1.1.2	VOZ DEL INGENIERO.....	55
3.1.1.3	LA CASA DE LA CALIDAD.....	55
3.1.1.4	CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD..	57
3.1.1.5	ESTUDIO DE DIMENSIONAMIENTO Y CAPACIDAD.....	57

3.5.1.5.1 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO DE DIMENSIONAMIENTO Y CAPACIDAD.....	61
3.1.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	62
3.2 ANÁLISIS FUNCIONAL.....	64
3.2.1 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES..	65
3.2.2 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES.....	68
3.3 ANÁLISIS MODULAR.....	69
3.3.1 DIVISIÓN MODULAR.....	69
3.4 SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO.....	71
3.4.1 MÓDULO 1.....	71
3.4.1.1 BLOQUEAR EL SISTEMA DE GIRO.....	71
3.4.1.2 ACOPLAR MOTOR DIESEL.....	71
3.4.1.2.1 ANCLAJE SIMPLE.....	72
3.4.1.2.2 ANCLAJE DOBLE.....	72
3.4.1.2.3 BANCADA HORIZONTAL.....	73
3.4.1.3 MANTENER ESTABILIDAD.....	73
3.4.1.3.1 ORIENTACIÓN TRANSVERSAL.....	73
3.4.1.3.2 ORIENTACIÓN LONGITUDINAL.....	74
3.4.1.4 DESBLOQUEAR SISTEMA DE GIRO.....	75
3.4.1.5 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS.....	75
3.4.1.6 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS.....	76
3.4.2 MÓDULO 2.....	78
3.4.2.1 ACCIONAR EL MECANISMO DE GIRO AUTOMÁTICO.....	78
3.4.2.1.1 MOTOR ELÉCTRICO.....	78
3.4.2.1.2 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	79

3.4.2.1.3 BOMBA HIDRÁULICA.....	79
3.4.2.2 REDUCIR VELOCIDAD DE GIRO.....	80
3.4.2.2.1 MECANISMO CORONA SINFÍN.....	80
3.4.2.2.2 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.....	81
3.4.2.2.3 SISTEMA PIÑÓN CADENA.....	81
3.4.2.3 DETENER GIRO.....	82
3.4.2.4 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS.....	82
3.4.2.5 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS.....	83
3.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	85
3.5.1 FORMA DEL SOPORTE.....	85
3.5.2 FACTOR DE SEGURIDAD.....	86
3.5.3 DISEÑO DE LA BANCADA.....	87
3.5.3.1 DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL.....	88
3.5.3.1.1 CONSIDERACIONES PARA LOS ESTUDIOS POR ELEMENTOS FINITOS.....	91
3.5.3.2 DISEÑO DE LA COLUMNA SOPORTE.....	95
3.5.3.3 DISEÑO DE LOS BRAZOS ESTABILIZADORES...	100
3.5.3.4 DISEÑO DEL CORDON DE SOLDADURA.....	102
3.5.3.5 DISEÑO DE BANCADA EN SOLIDWORKS.....	104
3.5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE GIRO.....	107
3.5.4.1 TORQUE REQUERIDO PARA EL GIRO DEL MOTOR.....	108
3.5.4.2 DISEÑO DEL DISCO EJE .....	109
3.5.4.2.1 DISEÑO DEL DISCO EJE EN SOLID WORKS..	111
3.5.4.3 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PRINCIPALES.....	115

3.5.4.4	DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE PARA LAS CHUMACERAS.....	115
3.5.4.5	SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD...	119
3.5.4.6	SELECCIÓN DE LA CUÑA.....	120
3.5.4.7	SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	121
3.5.4.8	DISEÑO DE LA PLACA INTERCAMBIABLE.....	121
3.5.4.8.1	MEDIDAS ESTANDAR DE BLOCKS DE MOTORES QUE LA EMPRESA REPARA.....	122
3.5.4.9	DISEÑO DEL MECANISMO DE SEGURIDAD.....	127
3.5.4.9.1	DISEÑO DEL PIN DE BLOQUEO DE GIRO.....	128
3.5.4.9.2	DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL PIN.....	134
3.5.5	SELECCIÓN DE LAS GARRUCHAS.....	137
3.5.6	ESQUEMA PRELIMINAR DEL SOPORTE.....	139
<b>CAPÍTULO 4</b>	.....	140
4.	CONSTRUCCIÓN.....	140
4.1	INTRODUCCIÓN.....	140
4.2	DESCRIPCIÓN DE LAS OPERACIONES.....	140
4.2.1	OPERACIÓN.....	141
4.2.2	INSPECCIÓN.....	141
4.2.3	TRANSPORTE.....	141
4.2.4	ALMACENAJE.....	141
4.2.5	RETRASO.....	142
4.3	CODIFICACIÓN DE OPERACIONES.....	142
4.4	CURSOGRAMA SINÓPTICO DE LA CONSTRUCCIÓN.....	143
4.5	PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	151
4.5.1	BASE.....	152
4.5.2	BANCADA.....	156

4.5.3 ALOJAMIENTO DEL PIN DE BLOQUEO.....	159
4.5.4 CONJUNTO DISCO-EJE.....	160
4.5.5 CHUMACERAS.....	162
4.5.6 CONJUNTO DE GIRO.....	162
4.5.7 PLACA INTERCAMBIABLE.....	164
4.5.8 PRUEBA PREVIA DEL SOPORTE.....	166
4.5.9 ENSAMBLE DEL CONJUNTO REDUCTOR.....	166
4.5.10 ENSAMBLE DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	167
4.5.11 CONTROL ELÉCTRICO.....	168
4.5.12 PINTURA.....	169
4.6 PRUEBAS DE CAMPO.....	171
4.7 COSTOS.....	172
4.7.1 COSTOS DE DISEÑO.....	172
4.7.2 MATERIALES.....	173
4.7.3 ELEMENTOS MECÁNICOS.....	174
4.7.4 MATERIALES ELÉCTRICOS.....	174
4.7.5 COSTOS REFERENTES A MANUFACTURA.....	175
4.7.6 COSTO TOTAL DEL PROYECTO.....	177
<b>CAPÍTULO 5.....</b>	<b>178</b>
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	178
5.1 CONCLUSIONES.....	178
5.2 RECOMENDACIONES.....	179
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>180</b>
<b>NETGRAFÍA.....</b>	<b>181</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>182</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Fórmulas de dimensionamiento de corona sinfín.....	22
Tabla 2.2 Propiedades del acero ASTM A36.....	27
Tabla 2.3 Capacidad de corte de oxicorte Excoweld.....	39
Tabla 2.4 Interpretación del último dígito para electrodo de acero dulce	44
Tabla 2.5 Características químicas y mecánicas E6011 .....	45
Tabla 2.6 Tipos de pernos SAE.....	51
Tabla 3.1 Frecuencia de reparaciones de la empresa por marcas y modelos.....	58
Tabla 3.2 Ficha técnica Cummins NTC350.....	58
Tabla 3.3 Ficha técnica Cummins 4BT.....	59
Tabla 3.4 Ficha técnica Cummins 6BT.....	59
Tabla 3.5 Ficha técnica International DT360.....	60
Tabla 3.6 Ficha técnica Detroit Serie 60.....	60
Tabla 3.7 Ficha técnica Caterpillar 3106.....	61
Tabla 3.8 Pesos y medidas de motores diésel de mayor afluencia.....	61
Tabla 3.9 Especificaciones técnicas de la máquina.....	62
Tabla 3.10 Alternativas de módulo 1.....	76
Tabla 3.11 Ponderación para seleccionar los puntos de anclaje del soporte.....	83
Tabla 3.12 Ponderación para seleccionar la orientación del motor respecto al soporte. ....	83
Tabla 3.13 Alternativas de módulo 2.....	84
Tabla 3.14 Ponderación para seleccionar la toma de fuerza.....	84
Tabla 3.15 Ponderación para seleccionar el sistema de reducción de giro.....	84
Tabla 3.16 Resultados de simulaciones en bancada.....	107
Tabla 3.17 Resultados de simulaciones en disco eje.....	114
Tabla 3.18 Resultados de simulaciones en placa soporte para chumaceras.....	118
Tabla 3.19 Medidas estándar de blocks de motores que la	

empresa repara.....	123
Tabla 3.20 Resultados de simulaciones en placa intercambiable.....	127
Tabla 3.21 Resultados de simulaciones en pin de bloqueo.....	134
Tabla 4.1 Codificación de operaciones de manufactura.....	142
Tabla 4.2 Pruebas de campo.....	171
Tabla 4.3 Costos de diseño.....	172
Tabla 4.4 Costos de materiales.....	173
Tabla 4.5 Costos de elementos mecánicos.....	174
Tabla 4.6 Costos de materiales eléctricos.....	174
Tabla 4.7 Costos referentes a manufactura.....	175
Tabla 4.8 Costo total del soporte.....	177

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Soporte mecánico.....	5
Figura 2.2 Soporte hidráulico.....	7
Figura 2.3 Soporte eléctrico.....	8
Figura 2.4 Soporte de motor de anclaje simple.....	8
Figura 2.5 Soporte de motor de anclaje doble.....	9
Figura 2.6 Soporte de motor en forma longitudinal.....	10
Figura 2.7 Soporte de motor en forma transversal.....	10
Figura 2.8 Bancada.....	11
Figura 2.9 Disposición típica de un eje.....	14
Figura 2.10 Reductor de velocidad.....	16
Figura 2.11 Reductor de velocidad de tornillo sinfín-corona.....	17
Figura 2.12 Angulo de avance corona sinfín.....	20
Figura 2.13 Origen del acero.....	24
Figura 2.14 Esquema de un motor eléctrico.....	28
Figura 2.15 Motor de jaula de ardilla.....	29
Figura 2.16 Torno Italco, modelo tos-sn50b, motor principal 5.5 kw 7.5hp, alimentación eléctrica 220v / 60 hz.....	32
Figura 2.17 Fresadora cme, modelo fu205, potencia 8 hp, 220 v.....	33
Figura 2.18 Taladro Morgan, modelo bf20ts 20 mm, 550 w, 110 v.....	35
Figura 2.19 Sierra de ciclo Marvel chicago, modelo mfg tm54, 1.5 w, trifásico 220 v.....	36
Figura 2.20 Oxicorte Excoweld, modelo eqp 48-2-si2, capacidad de corte 10", capacidad de soldadura hasta 1/2".....	38
Figura 2.21 Principio general de la soldadura.....	40
Figura 2.22 Soldadura SMAW.....	42
Figura 2.23 Nomenclatura de electrodos para acero.....	43
Figura 2.24 Soldadora Lincoln, modelo idealarc sp250, amperaje de salida 300 a, 220 v.....	46
Figura 2.25 Compresor Campbell hausfeld, modelo tde34-23, presión máxima 125 psi, potencia 2 hp, 220 v.....	47
Figura 2.26 Montaje de piezas industriales.....	49

Figura 2.27 Elementos de sujeción.....	50
Figura 2.28 Pernos SAE 7, esfuerzo de ruptura 133 kpsi.....	52
Figura 2.29 Garrucha PR-5. Capacidad de carga hasta 500 kg, diámetro de la rueda 5", composición núcleo de acero fundido recubierto de poliuretano.....	53
Figura 3.1 Casa de la calidad.....	56
Figura 3.2 Diagrama funcional nivel 0.....	65
Figura 3.3 Diagrama funcional nivel 1.....	66
Figura 3.4 Diagrama funcional nivel 2.....	67
Figura 3.5 Division modular.....	70
Figura 3.6 Forma del soporte.....	85
Figura 3.7 Selección del factor de seguridad.....	86
Figura 3.8 Diseño de la bancada.....	88
Figura 3.9 Cargas que actúan en la viga base.....	89
Figura 3.10 Diagramas de fuerza cortante (V) y momento flector (M) en la viga principal.....	90
Figura 3.11 Verificación de convergencia en viga principal.....	92
Figura 3.12 Mallado de la viga principal.....	94
Figura 3.13 Cargas que actúan en la columna soporte.....	95
Figura 3.14 Constante de fijación de los extremos.....	97
Figura 3.15 Propiedades de la sección transversal de la columna.....	98
Figura 3.16 Cargas que actúan en los brazos estabilizadores.....	101
Figura 3.17 Sección transversal de un cordón de soldadura a filete.....	103
Figura 3.18 Aplicación de cargas y restricciones en bancada.....	104
Figura 3.19 Mallado de bancada.....	105
Figura 3.20 Análisis de esfuerzo de Von Misses en bancada.....	105
Figura 3.21 Análisis de deformación total en bancada.....	106
Figura 3.22 Factor de seguridad en bancada.....	106
Figura 3.23 Torque requerido para el giro del motor.....	108
Figura 3.24 Cargas en el eje de transmisión.....	109
Figura 3.25 Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos en el eje de transmisión.....	110
Figura 3.26 Aplicación de cargas y restricciones en disco eje.....	112
Figura 3.27 Mallado de disco eje.....	112

Figura 3.28	Aplicación de esfuerzo de Von Misses en disco eje.....	113
Figura 3.29	Aplicación de deformaciones en disco eje.....	113
Figura 3.30	Factor de seguridad en disco eje.....	114
Figura 3.31	Diseño preliminar de la placa soporte para chumaceras.....	115
Figura 3.32	Aplicación de cargas y restricciones en placa soporte para chumaceras.....	116
Figura 3.33	Mallado de placa soporte para chumaceras.....	116
Figura 3.34	Aplicación de esfuerzo de Von Misses en placa soporte para chumaceras.....	117
Figura 3.35	Aplicación de deformaciones en placa soporte para chumaceras.....	117
Figura 3.36	Factor de seguridad en placa soporte para chumaceras.....	118
Figura 3.37	Cargas sobre la placa intercambiable.....	124
Figura 3.38	Aplicación de cargas y restricciones en placa Intercambiable.....	125
Figura 3.39	Mallado de placa intercambiable.....	125
Figura 3.40	Aplicación de esfuerzo de Von Misses en placa Intercambiable.....	126
Figura 3.41	Aplicación de deformaciones en placa intercambiable.....	126
Figura 3.42	Factor de seguridad en placa intercambiable.....	127
Figura 3.43	Cargas que actúan sobre el pin de bloqueo.....	129
Figura 3.44	Aplicación de cargas y restricciones en pin de bloqueo.....	131
Figura 3.45	Mallado de pin de bloqueo.....	132
Figura 3.46	Aplicación de esfuerzo de Von Misses en pin de bloqueo.....	132
Figura 3.47	Aplicación de deformaciones en pin de bloqueo.....	133
Figura 3.48	Factor de seguridad en pin de bloqueo.....	133
Figura 3.49	Alojamiento del pin de bloqueo.....	134
Figura 3.50	Catálogo de garruchas.....	138
Figura 3.51	Esquema preliminar del soporte.....	139
Figura 4.1	Esquema del control eléctrico.....	149
Figura 4.2	Esquema de conexión del control eléctrico.....	150
Figura 4.3	Elementos del control eléctrico.....	151
Figura 4.4	Vigas UPN y UPAM.....	152
Figura 4.5	Medición y trazado de vigas.....	153

Figura 4.6	Sierra de ciclo en proceso de corte.....	154
Figura 4.7	Medición y trazado para taladrado.....	154
Figura 4.8	Taladrado de las vigas.....	155
Figura 4.9	Nivelado y soldadura de vigas.....	155
Figura 4.10	Soldadura de la bancada.....	156
Figura 4.11	Cordón interno de soldadura para formar la bancada.....	157
Figura 4.12	Soldadura del soporte para el conjunto reductor.....	157
Figura 4.13	Soldadura de los soportes para chumaceras.....	158
Figura 4.14	Soldadura de bancada en parte externa.....	158
Figura 4.15	Instalación de garruchas.....	159
Figura 4.16	Soldadura del alojamiento del pin de bloqueo.....	160
Figura 4.17	Proceso de torneado y cilindrado del conjunto disco-eje.....	161
Figura 4.18	Conjunto Disco-eje.....	161
Figura 4.19	Montaje de chumaceras.....	162
Figura 4.20	Instalación del disco eje.....	163
Figura 4.21	Máquina semicompleta.....	163
Figura 4.22	Oxicorte de la placa intercambiable.....	164
Figura 4.23	Soldadura de bujes ala placa intercambiable.....	165
Figura 4.24	Pulido de bordes y rebabas.....	165
Figura 4.26	Prueba previa del soporte.....	166
Figura 4.27	Ensamble del conjunto reductor.....	167
Figura 4.28	Ensamble del motor eléctrico.....	168
Figura 4.29	Control eléctrico.....	169
Figura 4.30	Proceso de pintado.....	170
Figura 4.31	Máquina completa.....	170

## RESUMEN

La empresa TRACTO DIESEL se dedica al mantenimiento de vehículos a diésel, en sus procesos se ha detectado una situación problemática en la reparación de motores. Mediante el despliegue de la Casa de la Calidad se determinó que la necesidad fundamental de la empresa es la carencia de soportes de trabajo apropiados. Se desarrolló la ficha técnica del sistema que brindará solución a la necesidad del cliente. Se efectuó un análisis funcional para descubrir las funciones principales y secundarias del diseño, a continuación se conformó la división modular que permitió el planteamiento de soluciones idóneas. Se efectuó el diseño estructural para lo cual se tomó valores de cargas mayores a las proyectadas, además se dimensionó todo el conjunto en base al motor de mayor peso que la empresa repara. El soporte universal automatizado está estructurado en una bancada principal la cual le otorga total resistencia a esfuerzos; se constituye de vigas soldadas y dispuestas para aprovechar mejor el espacio disponible. Para el mecanismo de soporte y giro se construyó placas, a partir de medidas de orificios para pernos de los motores en su parte lateral, dichas placas se sujetan a un eje, el mismo que gira a partir de un sistema de reducción de movimiento corona sinfín que toma fuerza de un motor eléctrico. Para controlar el giro se adaptó un selector de tres posiciones. Se acopló garruchas para la movilidad del soporte. Finalmente se hicieron pruebas de campo y análisis de costos para validar la realización de la máquina.

## SUMMARY

The company TRACTO DIESEL is oriented to the maintenance of diesel vehicles, inside the company process there has been detected a problematic situation in the repair of engines. By the deployment of the House of Quality, was determined that the main need of the company is the lack of appropriated work supports. The technical card was made to satisfy the need of the customer. The functional analysis was developed to discover the main and secondary functions of the design, next, the modular division was formed to allow the presentation of right solutions. The structural design was made, in this case larger effort values were taken, more than expected, in addition the hole Project was dimensioned in base of the heaviest and biggest engine that the company repairs. The automatic universal supportit's formed by one main structure which gives the support the total resistance to efforts, it's armed with welded beams in such disposition to use the space in better way. For the support and turn mechanism steel plates were builded, in base of holes for bolts in one side of the diesel engine. These plates are holded to an axle, this axle turns thanks to a movement reduction system formed by a Crown-no end mechanism, and thismechanism takes its power from an electric engine. To control the turn a three way selector was adapted. Metal wheels were installed to give movement to the machine. Finally field test and costs analysis were made to justify the making of the support.

## **CAPITULO 1**

### **1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL.**

#### **1.1 ANTECEDENTES**

La empresa Tracto Diésel, está ubicada en la panamericana km 5 vía Rumichaca, ciudad de Tulcán, Provincia del Carchi, brinda los servicios de mantenimiento mecánico automotriz y venta de repuestos, se especializa en motores diésel de tonelaje medio y completo hasta máximo 1000 kg. Esta actividad la viene realizando por más de quince años, en el transcurso de este tiempo, se ha generado la necesidad de mejorar los procesos de reparación de motores, en función de incrementar la productividad y eficiencia, tomando en cuenta que los tiempos actuales son considerablemente grandes y por lo tanto se transforman en una demora o cuello de botella, mas no en un proceso ágil.

#### **1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La elaboración del proyecto surge de la necesidad de diseñar y construir un soporte universal para reparación de motores en la empresa Tracto Diésel, la misma que realiza actividades de mantenimiento y reparación de motores diésel, con un peso máximo de 1000 kg, en tal virtud el proyecto constituye una herramienta fundamental para acortar los tiempos de reparación y disminuir costos de operación.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROBLEMA A RESOLVER**

Una de las preocupaciones de Tracto Diésel es la de mejorar en los aspectos posibles la capacidad de operación de su taller, esto se puede lograr mediante un diagnóstico del espacio físico versus los procesos que se ejecutan para las tareas de mantenimiento y reparación de motores, de tal manera que se evite a medida de lo posible los cuellos de botella que ralentizan la producción por ende generan pérdidas.

El proyecto se justifica en el sentido de la conservación del buen nombre y prestigio empresarial mediante la inclusión de un estudio e implementación tendientes a mejorar las condiciones de los soportes para la reparación de motores diésel, lo cual constituye uno de los problemas que se ha logrado identificar.

### **1.4 OBJETIVOS**

#### **1.4.1 OBJETIVO PRINCIPAL**

Diseñar y construir un soporte universal automatizado para reparación de motores diésel en la empresa Tracto Diésel.

#### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar las necesidades referentes a soportes para motores en la empresa Tracto Diésel
- Desplegar la función de la calidad para identificar los parámetros relevantes de diseño

- Analizar funcionalmente el sistema a implementarse.
- Determinar las soluciones idóneas para reducir los efectos del problema referente a soportes de motores.
- Diseñar y construir la alternativa seleccionada.
- Realizar un protocolo de pruebas para evaluar la funcionalidad del sistema obtenido.
- Analizar los costos del proyecto.

## **CAPITULO 2**

### **2. FUNDAMENTO TEÓRICO**

#### **2.1 SOPORTES PARA MOTORES**

Esta herramienta está diseñada para sujetar a un motor y además para hacerlo girar dependiendo de la necesidad del usuario, ayudándonos significativamente para el desarmado y armado del motor, dando una mayor facilidad y comodidad en la ejecución de este trabajo. Existen algunos modelos de soportes para motores los cuales se verán a continuación.

##### **2.1.1 CLASIFICACIÓN**

Los soportes se pueden usar tanto para motores a diésel o motores a gasolina, la diferencia está en el peso del motor, ya que por lo general los diésel son más pesados, por lo tanto, en este caso la herramienta debe ser más resistente.

Estos vienen clasificados de acuerdo al accionamiento para realizar el giro del motor, de acuerdo a la forma de sujeción, y de acuerdo a la posición del motor, de ahí tenemos:

### 2.1.1.1 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO AL ACCIONAMIENTO

#### 2.1.1.1.1 SOPORTE MECÁNICO

Estos están accionados por medio de piñones con cadena o ruedas dentadas y existen de diferentes capacidades de carga, por ejemplo el siguiente soporte universal carga hasta 570 Kg. es giratorio hasta 360° y bloquea cada 45°.



**Figura 2.1 Soporte mecánico.**

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack.com>

#### 2.1.1.1.2 SOPORTE HIDRÁULICO

Este tipo de soporte aprovecha la hidráulica como base de funcionamiento, por lo general se componen de:

**Elementos constitutivos:**

- Dos bastidores contruidos con tubo estructural generalmente de acero.
- Dos gatas hidráulicas.
- Dos gatos mecánicos.
- Dos pedestales contruidos de tubo estructural cuadrado, los mismos que en un extremo llevan una camisa con rodamientos según la capacidad de giro.
- Un brazo palanca.
- Una placa redonda.
- Dos pasadores porta gatas.

**Funcionamiento:**

1. Por medio de dos gatas hidráulicas empujan a un brazo palanca.
  2. Tanto el brazo palanca como una placa redonda con agujeros están montados sobre el mismo eje, con la diferencia que el brazo palanca puede girar alrededor del eje, mientras que la placa redonda con agujeros no, ya que ésta se encuentra encajada en el eje por medio de un hexagonal.
  3. El brazo palanca transmite el movimiento a la placa redonda con agujeros a través de un pasador.
  4. La placa redonda con agujeros transmite el movimiento al eje, el mismo que en su otro extremo lleva una araña que es la que agarra al motor, de esta manera se produce el movimiento giratorio del motor.
- Este soporte es capaz de cargar un motor de hasta 1800 kg y sus dimensiones tanto de alto como de fondo son regulables. Con alturas desde 113 cm. hasta 138 cm, de fondo se regula a cualquier distancia dependiendo del largo del motor.



**Figura 2.2 Soporte hidráulico.**

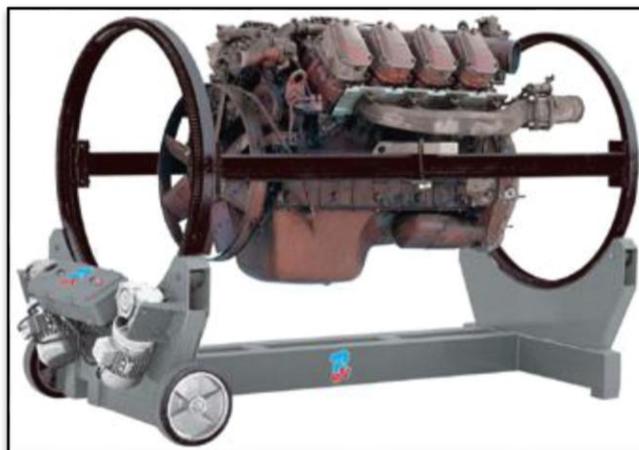
Fuente:<http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack.com>

### **2.1.1.1.3 SOPORTE ELÉCTRICO**

Los soportes eléctricos, como su nombre lo indica usan energía eléctrica para producir el giro o movimiento, como ejemplo se puede destacar el soporte rotativo R15 de procedencia Italiana, es uno de los más sofisticados que se dispone en el mercado y esta patentado para bloqueo de motores industriales.

Cada parte del motor queda libre para desmontar y montar los diferentes elementos del motor: incluso embrague y distribución.

- Tiene una rotación de 360° en los dos sentidos.
- Posibilidad de trabajar también con el diferencial y caja de velocidades.
- Fácilmente transportable mediante el timón.



**Figura 2.3 Soporte eléctrico.**

Fuente: [www.electric/sp4.com](http://www.electric/sp4.com)

## 2.1.1.2 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA FORMA DE SUJECIÓN

### 2.1.1.2.1 ANCLAJE SIMPLE

El anclaje simple corresponde a un solo punto de sujeción entre el motor y el soporte, este anclaje tiene a su vez mordazas que aseguran el motor de acuerdo a la forma de este.



**Figura 2.4 Soporte de motor de anclaje simple.**

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack.com>

### 2.1.1.2.2 ANCLAJE DOBLE

En el soporte de motor de anclaje doble se puede apreciar dos puntos de sujeción para mayor estabilidad sacrificando espacio.



**Figura 2.5 Soporte de motor de anclaje doble.**

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack.com>

### 2.1.1.3 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA POSICIÓN DEL MOTOR

#### 2.1.1.3.1 MOTOR LONGITUDINAL

El motor a ser reparado se sujeta de manera longitudinal, como se puede apreciar en la siguiente figura:



**Figura 2.6 Soporte de motor en forma longitudinal.**

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack.com>

#### **2.1.1.3.2 MOTOR TRANSVERSAL**

La posición del motor se dispone en forma transversal, como se aprecia en la figura siguiente, usado especialmente en motores de gran tamaño.



**Figura 2.7 Soporte de motor en forma transversal.**

Fuente: [www.enginesupport/repair/656.com](http://www.enginesupport/repair/656.com)

## 2.2 BANCADA

Una bancada es una construcción estructural fija para una máquina, cuyo parámetro y característica principal en su diseño es la rigidez.

Las bancadas se utilizan para soportar maquinaria de gran tamaño en las que una posible deformación de la estructura condicionaría de forma negativa la precisión del trabajo realizado.



**Figura 2.8 Bancada.**

Fuente: <http://www.gti16.com/usr/coco/welding/welding6.html>

Una bancada debe ser diseñada para amortiguar la acción de las fuerzas de corte y asegurar la situación relativa correcta y el desplazamiento de los órganos de trabajo de la máquina. La bancada se puede considerar como una prolongación de la máquina, haciendo que ésta asiente en la superficie de forma perfecta dotándola de una gran estabilidad.

Los materiales más utilizados para la construcción de bancadas son el acero al carbono, acero inoxidable y el acero galvanizado.

Los motivos para la elección de estos materiales son:

- Capacidad para soportar maquinaria pesada.
- Materiales resistentes y duraderos.
- No necesita mantenimiento.

Los factores que determinarán el diseño de una bancada son: El peso, las dimensiones y los desplazamientos máximos que alcanzan los órganos principales de la maquinaria a ser soportada.

Las máquinas modernas son muy variadas en cuanto a tamaño y forma, por lo que las bancadas tienen que fabricarse ajustándose a las necesidades de las mismas. Pueden ser horizontales o verticales, respetando el desplazamiento de los órganos de trabajo de la máquina. También existen otras variedades: a modo de caja hueca, vigas verticales huecas, columnas circulares, con apoyos o patas. Etc.

### **2.3 EJES**

Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste.

En algunos casos el eje es fijo, no gira, y un sistema de rodamientos o de bujes insertados en el centro de la pieza permiten que ésta gire alrededor del eje.

En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje.

Al momento de diseñar un eje es necesario determinar los siguientes parámetros:

- Selección del material.
- Configuración geométrica
- Esfuerzo y resistencia
- Vibración debido a la frecuencia natural.

### **2.3.1 CONFIGURACIÓN**

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante, por lo general la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado.

El uso de hombros o puntos de apoyo resulta excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria.

En la mayoría de los casos solo deberían usarse dos cojinetes, para ejes extremadamente largos que soportan varios componentes de carga, puede ser necesario proporcionar más de dos apoyos de cojinete.

Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones; los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, de nuevo para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo.



**Figura 2.9 Disposición típica de un eje.**

Fuente: [www.freecardan/shaftfortruck/656.html](http://www.freecardan/shaftfortruck/656.html)

### **2.3.2 TRANSMISIÓN DE PAR DE TORSIÓN**

Muchos ejes sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo por torsión.

También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes.

Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados.
- Tornillos de fijación
- Pasadores

La mayoría de los ejes transmiten el par de torsión solo a través de una parte de ellos, de manera típica el par de torsión entra por un engrane y sale del eje por otro engrane o polea. Con frecuencia el par de torsión es relativamente constante en un estado de operación estable.

Por lo general las ubicaciones críticas de transmisión de torsión y esfuerzo se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, y donde existen concentraciones de esfuerzo tales como en uniones con poleas o en acoples con engranes.

## **2.4 REDUCTORES DE VELOCIDAD**

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor ya sea eléctrico, de explosión u otro necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina.

Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos estáticos y dinámicos.

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad.



**Figura 2.10 Reductor de velocidad.**

Fuente: <http://www.tecnotrans.com/productos1.php>

### **2.4.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES**

La fabricación o selección de un reductor de velocidad es algo sumamente complejo en algunas ocasiones dada la gran cantidad de parámetros a tener en cuenta. Los principales son:

#### **Par motor**

El par motor, es la potencia que puede transmitir un motor en cada giro. También llamado Torque.

#### **Par nominal**

Es el par transmisible por el reductor de velocidad con una carga uniforme y continua; está íntimamente relacionado con la velocidad de entrada y la velocidad de salida. Su unidad en el sistema internacional es el newton-metro.

#### **Par resistente**

Representa el par requerido para el correcto funcionamiento de la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el sistema internacional es el newton-metro

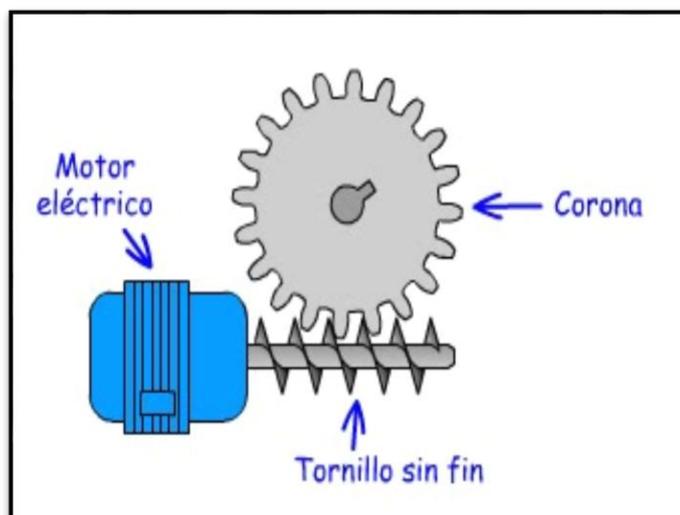
## Par de cálculo

Es el producto del par resistente y el factor de servicio requerido por la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el sistema internacional es el newton-metro.

### 2.4.2 REDUCTORES CORONA SINFÍN

Se utiliza para transmitir la potencia entre ejes que se cruzan, casi siempre perpendicularmente entre sí. En un pequeño espacio se puede obtener satisfactoriamente relaciones de velocidad comparativamente altas.

La velocidad de giro del eje conducido depende del número de entradas del tornillo y del número de dientes de la rueda. Si el tornillo es de una sola entrada, cada vez que éste dé una vuelta avanzará un diente.



**Figura 2.11 Reductor de velocidad de tornillo sin fin-corona.**

Fuente: [www.wiki/screw/end.com](http://www.wiki/screw/end.com)

El tornillo sinfín se puede considerar, por tanto, como una rueda dentada de un número de dientes igual al número de entradas, con un paso igual al paso de la rueda con la que va a engranar; por consiguiente, sus dimensiones estarán expresadas en función del módulo y del diámetro primitivo.

El tornillo sinfín, acompañado de un piñón, se emplea para transmitir un movimiento giratorio entre ejes perpendiculares que se cruzan, obteniendo una gran reducción de velocidad.

Es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero, eje lento, esta corona está en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin-fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad.

La reducción de velocidad del tornillo sin fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin.

#### **2.4.2.1 GEOMETRÍA DEL REDUCTOR CORONA SINFÍN**

##### **2.4.2.1.1 PASO $P_x$ y PASO $P_d$**

Un requisito básico del conjunto sinfín corona es que el paso axial del sinfín debe ser igual al paso circular de la corona para que engranen. El paso axial  $P_x$  se define como la distancia desde un punto en la rosca del sinfín hasta el punto correspondiente en la siguiente rosca, medido en dirección axial sobre el cilindro de paso.

El paso circular para la corona se define como la distancia de un punto en un diente, en el círculo de paso de la corona, al punto correspondiente en el siguiente diente, medida a lo largo de la circunferencia de paso.

Por lo anterior, el paso circular es una distancia medida en arco, que se puede calcular con:

$$p = \pi \frac{D_G}{N_G} \quad (3.1)$$

**Dónde:**  $D_G$  = diámetro de paso de la corona.

$N_G$  = número de dientes de la corona

El paso diametral de la corona se define como:

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} \quad (3.2)$$

La conversión desde el paso diametral hasta el paso circular se puede hacer con la siguiente ecuación:

$$P_d p = \pi \quad (3.3)$$

#### 2.4.2.1.2 NÚMERO DE HILOS ( $N_w$ )

Los tornillos sinfín pueden tener una sola rosca, como un tornillo cualquiera, o roscas múltiples, en general 2 o 4, pero a veces tienen 3, 5, 6, 8 o más, es común indicar el número de roscas con  $N_w$  y entonces considerar que el número es el número de dientes en el gusano o tornillo.

El número de roscas en el tornillo se llama con frecuencia número de arranques, esto es adecuado porque si uno observa el extremo de un sinfín

se puede contar el número de roscas que inician en el extremo y se enroscan en forma cilíndrica.

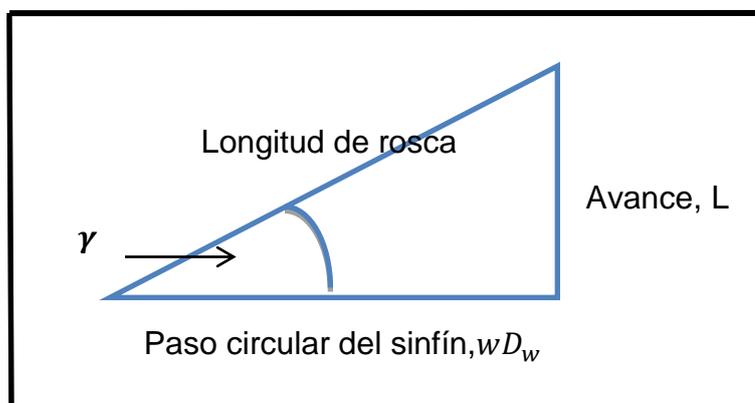
#### 2.4.2.1.3 AVANCE ( $L$ )

El avance de un sinfín es la distancia axial que recorrería un punto del sinfín cuando este girara en una revolución, el avance se relaciona con el paso axial mediante:

$$L = N_w P_x \quad (3.4)$$

#### 2.4.2.1.4 ÁNGULO DE AVANCE ( $\gamma$ )

El ángulo de avance es el que se forma entre la tangente de las rosca del sinfín y la línea perpendicular al eje del mismo. Para visualizar el método de cálculo del ángulo de avance es necesario observar la figura siguiente:



**Figura 2.12 Ángulo de avance corona sinfín**

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert Mott

En la figura se muestra un triángulo sencillo, que se formaría si una rosca del sinfín se desenrollara del cilindro de paso y se extendiera en el papel plano. La longitud de la hipotenusa es la de la misma rosca.

El lado vertical es el avance,  $L$ . El cateto horizontal es la circunferencia del cilindro de paso,  $\pi D_w$  Donde  $D_w$  es el diámetro de paso del sinfín. Entonces:

$$\tan \gamma = \frac{L}{\pi D_w} \quad (3.5)$$

#### 2.4.2.1.5 VELOCIDAD DE LA LÍNEA DE PASO ( $V_t$ )

Como se mencionó antes, la velocidad de la línea de paso es la velocidad lineal de un punto en la línea de paso del sinfín o de la corona.

Para un sinfín con diámetro de paso  $D_w$  pulgadas, que gira a  $n_w$  rpm. Se tiene:

$$V_{tw} = \frac{\pi D_w n_w}{12} \text{ m/s} \quad (3.6)$$

Para la corona que tiene un diámetro de paso  $D_G$  pulgadas, y que gira a  $n_G$  rpm.

$$V_{tG} = \frac{\pi D_G n_G}{12} \text{ m/s} \quad (3.7)$$

### 2.4.2.2 CONJUNTOS DE SINFÍN CORONA CON AUTOBLOQUEO

El auto bloqueo es la condición en la que el gusano impulsa a la corona, pero si se aplica un par torsional al eje de la corona, el sinfín no gira, se trava. La acción de bloqueo se produce con la fuerza de fricción entre las roscas del sinfín y los dientes de la corona, y depende mucho del ángulo de avance. Se recomienda que el ángulo de avance no sea mayor de aproximadamente  $5^\circ$  para asegurar el auto bloqueo. Para este ángulo de avance se suele necesitar un sinfín de una sola rosca.

### 2.4.2.3 GEOMETRÍA TÍPICA DE LOS CONJUNTOS SINFÍN CORONA

**Tabla 2.1 Fórmulas de dimensionamiento de corona sinfín.**

<b>DIMENSIÓN</b>	<b>FÓRMULA</b>
Addendum	$a = 0.3183Px = 1/Pd$
Profundidad total	$Hf = 0.6866Px = 2.157/Pd$
Profundidad de trabajo	$Hj = 2a = 0.6366Px = 1.157/Pd$
Dedendum	$b = Hf-a = 0.3683Px = 1.157 / Pd$
Diámetro de la raíz del sinfín	$Drw = Dw-2b$
Diámetro exterior del sinfín	$Dcw = Dw+2a = Dw+Hz$
Diámetro de la raíz de la corona	$DrG = DG-2b$
Diámetro de la garganta de la corona	$Dr = DG+2a$

Fuente: Norma Agma Diseño de elementos de máquinas Robert Mott

#### 2.4.2.4 RELACIÓN DE VELOCIDAD

Para calcular la relación de velocidades de un conjunto de sinfín y corona se toma en cuenta la relación de la velocidad angular de entrada y la velocidad angular de salida:

$$VR = \frac{\text{velocidad de rotacion del sinfin}}{\text{velocidad de rotacion de la corona}} = \frac{n_W}{n_G} = \frac{N_G}{N_W} \quad (3.8)$$

#### 2.4.2.5 LUBRICACIÓN

Los sistemas corona sinfín principalmente los que están sometidos a un gran esfuerzo y funcionamiento de gran velocidad tienen que usar el lubricante adecuado para poder contribuir a conservar sus propiedades mecánicas durante el funcionamiento.

El primer indicador del lubricante a utilizar en un determinado equipo debe ser siempre la recomendación del fabricante que lo ha diseñado y conocer sus necesidades. La elección de la adecuada viscosidad para un sistema de corona sinfín es dependiente de:

- Potencia expresada en kW o HP.
- Velocidad expresada en rpm.
- Tipo de lubricación (circulación o salpicado).

#### 2.5 ACERO

El acero como un elemento básico natural no existe, es producto de una aleación del hierro y el carbono en diversidad de porcentajes para determinar su utilidad.

También se tiene en cuenta la fabricación del mismo a través de un diagrama donde destaca los componentes para la fundición del material básico hierro(Fe). Y seguido de la aleación para la obtención del producto final: acero.

La proporción final de combinación con Carbono no debe superar el 2.11%. Para obtener acero, se toma como materia prima el arrabio, eliminando al máximo las impurezas de este, y reduciendo el porcentaje del principal componente de la aleación que es el carbón. Esto se hace con el proceso de combustión en el que se producen muchas reacciones químicas.

El acero es una aleación, es decir, un metal mezclado que se logra derritiendo y uniendo diferentes materiales. Actualmente existen más de 2.500 clases de acero estándar en todo el mundo.

Todos ellos está hechos principalmente con lingotes de hierro que, a su vez, están conformados por el elemento hierro, más un tres por ciento de carbón.



**Figura 2.13 Origen del Acero.**

Fuente: <http://acerobsv.com/html/acero.html>

Dependiendo de su contenido en carbono se clasifican en:

- **Acero bajo en carbono:** menos del 0,25% de C en peso. Son blandos pero dúctiles. Se utilizan en vehículos, elementos estructurales, etcétera. También existen los aceros de alta resistencia y baja aleación, que contienen otros elementos aleados hasta un 10% en peso; tienen una mayor resistencia mecánica y pueden ser trabajados fácilmente.
- **Acero medio en carbono:** entre 0,25% y 0,6% de C en peso. Para mejorar sus propiedades son tratados térmicamente. Son más resistentes que los aceros bajos en carbono, pero menos dúctiles; se emplean en piezas de ingeniería que requieren una alta resistencia mecánica.
- **Acero alto en carbono:** entre 0,60% y 1,4% de C en peso. Son aún más resistentes, pero también menos dúctiles. Se añaden otros elementos para que formen carburos, por ejemplo, con wolframio se forma el carburo de wolframio, WC; estos carburos son muy duros. se emplean en herramientas.

### 2.5.1 ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36

El acero ASTM A36 es un material que por sus características y propiedades se ha convertido en el más usado por la industria de nuestro país; este material es el resultado de la composición de elementos químicos.

Siendo el más importante el hierro y el de menos presencia el carbón, el cual, no supera el 1,2% en peso de la composición, por lo general, alcanza porcentajes entre el 0,2% y el 0,3%, lo que facilita el proceso de moldeo de este acero.

Una ventaja muy importante de este material es que tienen un comportamiento lineal y elástico hasta la fluencia, lo que hace que sea predecible en las estructuras, y por lo tanto el más usado en la industria.

Al existir una gran variedad de aceros por las características de la composición y de las aleaciones, se ha impuesto ciertas Normas que los regulan, estas son impuestas por cada país, cada fabricante de acero, y también por los consumidores de este material.

Las normas reguladores del acero, más conocidas a nivel internacional, son las clasificaciones de AISI, ASTM, DIN o ISO. Estas normas, indican la cantidad mínima o máxima de cada componente y las propiedades mecánicas que tienen el acero resultante. Por ejemplo en el sistema que usa el AISI, para aceros con bajo contenido de aleación, AISI XXXX, los dos primeros números indican el contenido 10 de aleación y los dos últimos indican el contenido nominal de carbono en fracciones de 0,01%.

#### **2.5.1.1 PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS**

Todos los materiales poseen propiedades y características inherentes que los diferencian entre sí. A continuación se describe las más importantes y las que tienen mayor influencia en la selección del acero ASTM A36, en la elaboración de este soporte se hace referencia a estos valores:

**Tabla 2.2 Propiedades del acero ASTM A36.**

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Densidad	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Punto de fusión	1538	°C
Coefficiente de expansión térmica	11.7	(10e-6/°C)
Ductilidad (% elongación en 50mm)	23	%
% de elongación mínimo	20 (8")	%
Módulo de elasticidad	200	GPa
Resistencia a punto cedente	248	MPa
Módulo de Rigidez	77	GPa
Límite de fluencia (tensión)	250	MPa
Límite de fluencia (cortante)	145	MPa
Resistencia ultima (tensión)	400	MPa

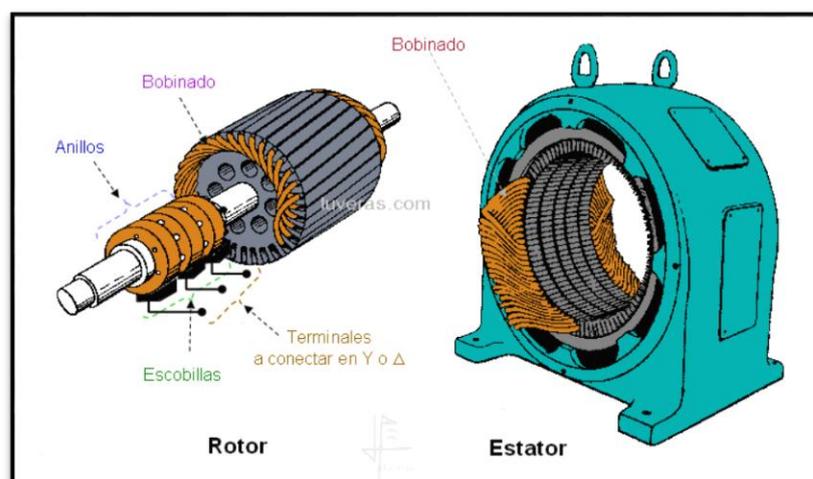
Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert Shigley.

## 2.6 MOTORES ELÉCTRICOS

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de campos electromagnéticos variables. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores.

Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras o en automóviles híbridos realizan a menudo ambas tareas, si se los equipa con frenos regenerativos.

Son muy utilizados en instalaciones industriales, comerciales y particulares. Pueden funcionar conectados a una red de suministro eléctrico o a baterías.



**Figura 2.14 Esquema de un motor eléctrico.**

Fuente: [www.wiki/electric/power.com](http://www.wiki/electric/power.com)

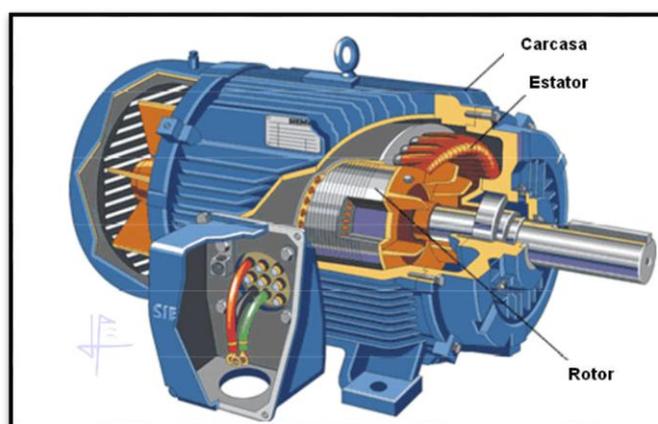
### 2.6.1 MOTOR DE JAULA DE ARDILLA

Un rotor de jaula de ardilla es la parte que rota usada comúnmente en un motor de inducción de corriente alterna.

En su forma instalada, es un cilindro montado en un eje. Internamente contiene barras conductoras longitudinales de aluminio o de cobre con surcos y conectados juntos en ambos extremos poniendo en cortocircuito los anillos que forman la jaula.

La base del rotor se construye con láminas de hierro apiladas. Los devanados inductores en el estator de un motor de inducción instan al campo magnético a rotar alrededor del rotor. El movimiento relativo entre este campo y la rotación del rotor induce corriente eléctrica, un flujo en las barras conductoras.

Alternadamente estas corrientes que fluyen longitudinalmente en los conductores reaccionan con el campo magnético del motor produciendo una fuerza que actúa tangente al rotor, dando por resultado un esfuerzo de torsión para dar vuelta al eje. En efecto, el rotor se lleva alrededor el campo magnético, pero en un índice levemente más lento de la rotación. La diferencia en velocidad se llama deslizamiento y aumenta con la carga.



**Figura 2.15 Motor de jaula de ardilla.**

Fuente: [www.electricengines.com](http://www.electricengines.com).

A menudo, los conductores se inclinan levemente a lo largo de la longitud del rotor para reducir ruido y para reducir las fluctuaciones del esfuerzo de torsión que pudieron resultar, a algunas velocidades, y debido a las interacciones con las barras del estator.

El número de barras en la jaula de la ardilla se determina según las corrientes inducidas en las bobinas del estator y por lo tanto según la corriente a través de ellas. Las construcciones que ofrecen menos problemas de regeneración emplean números primos de barras.

El mismo diseño básico se utiliza para los motores monofásicos y trifásicos sobre una amplia gama de tamaños. Los rotores para trifásica

tienen variaciones en la profundidad y la forma de las barras para satisfacer los requerimientos del diseño.

### **2.6.2 VENTAJAS**

En diversas circunstancias presenta muchas ventajas respecto a los motores de combustión:

- A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- Se pueden construir de cualquier tamaño.
- Tiene un par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75%, aumentando a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Este tipo de motores no emite contaminantes.

### **2.6.3 CAMBIO DE SENTIDO DE GIRO**

Para efectuar el cambio de sentido de giro de los motores eléctricos de corriente alterna se siguen unos simples pasos tales como:

- Para motores monofásicos únicamente es necesario invertir las terminales del devanado de arranque, esto se puede realizar manualmente o con relés conmutadores
- Para motores trifásicos únicamente es necesario invertir dos de las conexiones de alimentación correspondientes a dos fases de acuerdo a la secuencia de trifases.
- Para motores de a.c. es necesario invertir los contactos del par de arranque.

## **2.7 PROCESOS DE MANUFACTURA**

Un proceso de manufactura o producción; es el conjunto de operaciones necesarias para modificar las características de las materias primas. Estas características pueden ser de naturaleza muy variada como la forma, la densidad, la resistencia, el tamaño o la estética.

En la inmensa mayoría de los casos, para la obtención de un determinado producto serán necesarias multitud de operaciones individuales de manera que dependiendo de la escala de observación se puede denominar Proceso, tanto en el conjunto de operaciones desde la extracción de los recursos naturales necesarios, hasta la venta del producto, como las realizadas en un puesto de trabajo con una determinada máquina-herramienta.

### **2.7.1 CORTE**

Una herramienta de corte es el elemento utilizado en las máquinas herramienta para extraer material de una pieza cuando se quiere llevar a cabo un proceso de mecanizado. Los hay de muchos tipos para cada máquina, pero todas se basan en un proceso de arranque de viruta. Es decir, al haber una elevada diferencia de velocidades entre la herramienta y la pieza, al entrar en contacto la arista de corte con la pieza, se arranca material y se desprende la viruta.

Hay diferentes tipos de herramientas de corte, en función de su uso. Las podríamos clasificar en dos categorías: herramienta hecha de un único material, generalmente acero, y herramienta con plaquetas de corte industrial. La principal diferencia es que la punta de las segundas está hecha de otro material con mejores propiedades, como acero al carbono. Esta punta puede ir soldada o atornillada.

### 2.7.1.1 TORNEADO

Se denomina torno a un conjunto de máquinas y herramientas que permiten mecanizar piezas de forma geométrica de revolución. Estas máquinas-herramienta operan haciendo girar la pieza a mecanizar sujeta en el cabezal o fijada entre los puntos de centraje mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, cortando la viruta de acuerdo con las condiciones tecnológicas de mecanizado adecuadas.

La herramienta de corte va montada sobre un carro que se desplaza sobre unas guías o rieles paralelos al eje de giro de la pieza que se tornea, llamado eje Z; sobre este carro hay otro que se mueve según el eje X, en dirección radial a la pieza que se tornea, y puede haber un tercer carro llamado charriot que se puede inclinar, para hacer conos, y donde se apoya la torreta portaherramientas

#### 2.7.1.1.1 TORNO TOS-SN50B



**Figura 2.16 Torno Italco, modelo tos-sn50b, motor principal 5.5kw / 7.5hp, alimentación eléctrica 220 v / 60hz.**

Fuente: [www.machinesitalco/tossn50b/parts4332/df.com](http://www.machinesitalco/tossn50b/parts4332/df.com)

### 2.7.1.2 FRESADO

El fresado consiste principalmente en el corte del material que se mecaniza con una herramienta rotativa de varios filos, que se llaman dientes, labios o plaquitas de metal duro, que ejecuta movimientos de avance programados de la mesa de trabajo en casi cualquier dirección de los tres ejes posibles en los que se puede desplazar la mesa donde va fijada la pieza que se mecaniza.

La máquina herramienta utilizada para realizar mecanizados por arranque de viruta mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte es denominada fresadora.

Mediante el fresado es posible mecanizar los más diversos materiales como madera, acero, fundición de hierro, metales no férricos y materiales sintéticos, superficies planas o curvas, de entalladura, de ranuras, de dentado, etc.

#### 2.7.1.2.1 FRESADORA CME FU205



**Figura 2.17** Fresadora CME, modelo fu205, potencia 8hp, 220v.

Fuente: <http://www.asmek.es/c-m->

### 2.7.1.3 TALADRADO

El taladrado se realiza por medio de una máquina herramienta donde se mecanizan la mayoría de los agujeros que se hacen a las piezas para diversas funciones. Destacan estas máquinas por la sencillez de su manejo. Tienen dos movimientos:

El de rotación de la broca, que le imprime el motor eléctrico de la máquina a través de una transmisión por poleas y engranajes.

El de avance de penetración de la broca, que puede realizarse de forma manual sensitiva o de forma automática, si incorpora transmisión para hacerlo.

Los factores principales que caracterizan un agujero desde el punto de vista de su mecanizado son:

- Diámetro
- Calidad superficial y tolerancia
- Material de la pieza
- Material de la broca
- Longitud del agujero

### 2.7.1.3.1 TALADRO MORGAN 20MM



**Figura 2.18 Taladro Morgan, modelo mfgtm54 20mm, 550w, 110v.**

Fuente: [www.morganarchives/mach/5redrdy.com](http://www.morganarchives/mach/5redrdy.com)

### 2.7.1.4 SIERRA DE CICLO

Las sierras de ciclo, están diseñadas para cortar principalmente metal, están categorizadas por el número de dientes por pulgada. La hoja de sierra estándar tiene entre 14 y 32 dientes por pulgada. El juego de dientes, cómo están angulados en relación a los lados de la hoja, determinan qué tan bien corta la sierra.

Las sierras de metal cortan muchas cosas desde tubos delgados de cobre hasta tornillos oxidados.

El material usado en los dientes de la sierra suele ser aleación de carburo, molibdeno y acero forjado. Las configuraciones de dientes más usadas son:

**14 dientes por pulgada:**

Las sierras con 14 dientes por pulgadas funcionan bastante bien con metales suaves como el aluminio y la hojalata. Esta hoja corta cable eléctrico, piezas de aluminio de baja densidad.

**24 dientes por pulgada:**

Las hojas de sierra de 24 dientes por pulgada son usadas para tubos medianos y tubos regulares de pared. También son buenas para cortar hierro angulado, tuberías gruesas, lata y cobre. Las tuercas, tornillos difíciles y hierro aleado también pueden ser cortados por esta herramienta.

**32 dientes por pulgada:**

Una hoja de sierra con 32 dientes por pulgada provee un corte más fino y es buena para cortar acero de calibre o tubo delgado, tubos de cobre o conductos de la calefacción.

**2.7.1.4.1 SIERRA DE CICLO MARVEL MFG CHICAGO**

**Figura 2.19 Sierra de ciclo Marvel chicago, modelo mfg tm54, 1.5w, trifásico 220v.**

Fuente: [www.mfgmachines/saw43\\$/fre23.com](http://www.mfgmachines/saw43$/fre23.com)

#### 2.7.1.4 OXICORTE

El oxicorte es una técnica que permite realizar el corte de chapas, barras de acero al carbono de baja aleación u otros elementos ferrosos.

Consta de dos etapas: en la primera, el acero se calienta a alta temperatura, 900°C, con la llama producida por el oxígeno y un gas combustible; en la segunda, una corriente de oxígeno corta el metal y elimina los óxidos de hierro producidos.

En este proceso se utiliza un gas combustible cualquiera ya sea acetileno, hidrógeno, propano, hulla, tetreno o crileno, cuyo efecto es producir una llama para calentar el material, mientras que como gas comburente siempre ha de utilizarse oxígeno a fin de causar la oxidación necesaria para el proceso de corte.

Bien sea en una única cabeza o por separado, todo soplete cortador requiere dos conductos; uno por el que circule el gas de la llama calefactora sea acetileno u otro y para el corte por el que circulara el oxígeno.

El soplete de oxicorte calienta el acero con su llama carburante, y a la apertura de la válvula se oxígeno provoca una reacción con el hierro de la zona afectada que lo transforma en óxido férrico, que se derrite en forma de chispas al ser su temperatura de fusión inferior a la del acero. Además de las dos botellas móviles que contienen el combustible y el comburente, los elementos principales que intervienen en el proceso de oxicorte son los manorreductores, el soplete, las válvulas anti retroceso y las mangueras.

La función de los manorreductores es desarrollar la transformación de la presión de la botella de gas (150 atm) a la presión de trabajo (de 0,1 a 10 atm) de una forma constante.

Están situados entre las botellas y los sopletes. El soplete es el elemento que efectúa la mezcla de gases. Las partes principales del soplete son las dos conexiones con las mangueras, dos llaves de regulación, el inyector, la cámara de mezcla y la boquilla. Las válvulas anti retroceso son dispositivos de seguridad en las conducciones y que solo permiten el paso de gas en un sentido.

#### 2.7.1.5.1 OXICORTE EXCOWELD EQP



**Figura 2.20 Oxicorte Excoweld, modelo eqp 48-2-si2, capacidad de corte 25.4mm, capacidad de soldadura hasta 13mm.**

Fuente: [www.mpw.cl](http://www.mpw.cl)

**Tabla 2.3 Capacidad de corte de oxicorte Excoweld.**

<b>Espesores a cortar</b>	<b>Diámetro de la boquilla de corte</b>	<b>Presión de oxígeno</b>	<b>Velocidad de avance</b>	
(cm)	(1/10)	(Kg./cm <sup>2</sup> )	(m/h)	Consumo
0.5	6	1	20	60
0.8	8	1.5	17.5	96
1	10	1.5	15	120
1.2	10	1.75	13	145
1.5	10	2.0	12	185
2	10	2.5	11	250

Fuente: [www.mpw.cl](http://www.mpw.cl)

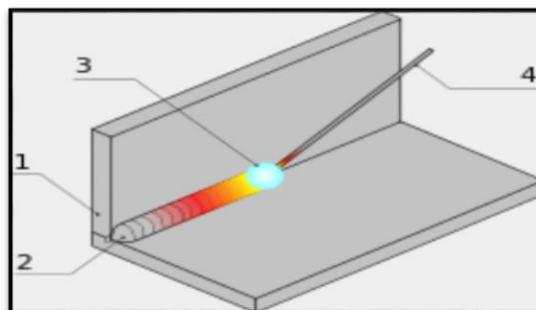
## 2.7.2 SOLDADURA

La soldadura es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos materiales, generalmente metales o termoplásticos, usualmente logrado a través de la coalescencia o fusión, en la cual las piezas son soldadas fundiendo ambas y pudiendo agregar un material de relleno fundido ya sea metal o plástico, para conseguir un baño de material fundido que, al enfriarse, se convierte en una unión fija. A veces la presión es usada conjuntamente con el calor, o por sí misma, para producir la soldadura.

Esto está en contraste con la soldadura blanda y la soldadura fuerte que implican el derretimiento de un material de bajo punto de fusión entre piezas de trabajo para formar un enlace entre ellos, sin fundir las piezas de trabajo.

Muchas fuentes de energía diferentes pueden ser usadas para la soldadura, incluyendo una llama de gas, un arco eléctrico, un láser, un rayo de electrones, procesos de fricción o ultrasonido.

La energía necesaria para formar la unión entre dos piezas de metal generalmente proviene de un arco eléctrico. La energía para soldaduras de fusión o termoplásticos generalmente proviene del contacto directo con una herramienta o un gas caliente.



- 1) Metal de base.
- 2) Cordón de soldadura.
- 3) Fuente de energía.
- 4) Metal de aportación.

**Figura 2.21 Principio general de la soldadura.**

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Soldadura>.

Existe diferencia entre temperaturas de soldabilidad, la soldadura blanda y fuerte, son procesos en los cuáles no se produce la fusión de los metales base, sino únicamente del metal de aportación.

- La soldadura blanda se da a temperaturas inferiores a 450°C.
- La soldadura fuerte se da a temperaturas superiores a 450°C.
- Y el soldeo fuerte a altas temperaturas se da a temperaturas superiores a 900°C.

### **Clasificación:**

Dentro de los procesos de soldadura más importante tenemos:

- Soldadura manual con electrodo revestido, SMAW.
- Soldadura de arco metálico con gas; GMAW.
- Soldadura de arco de núcleo fundente; FCAW.
- Soldadura de arco, tungsteno y gas; GTAW.
- Soldadura de arco sumergido, SAW.
- Soldadura por puntos.

- Soldadura oxiacetilénica.
- Soldadura por rayo láser.

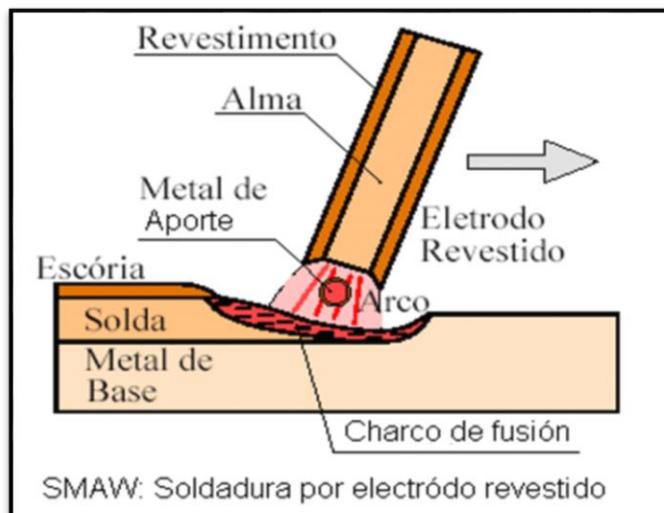
### **2.7.2.1 SMAW**

SMAW, Shielded Metal Arc Welding, que también es conocida como soldadura manual de arco metálico o soldadura de electrodo.

La corriente eléctrica se usa para crear un arco entre el material base y la varilla de electrodo consumible, que es de acero y está cubierto con un fundente que protege el área de la soldadura contra la oxidación y la contaminación por medio de la producción del gas CO<sub>2</sub> durante el proceso de la soldadura. El núcleo en sí mismo del electrodo actúa como material de relleno, haciendo innecesario un material de relleno adicional.

Los tiempos de soldadura son algo lentos, puesto que los electrodos consumibles deben ser sustituidos con frecuencia y porque la escoria, el residuo del fundente, debe ser retirada después de soldar.

Además, el proceso es generalmente limitado a materiales de soldadura ferrosos, aunque electrodos especializados han hecho posible la soldadura del hierro fundido, níquel, aluminio, cobre, acero inoxidable y de otros metales.



**Figura 2.22 Soldadura SMAW.**

Fuente: <http://instructorjrp.blogspot.com/2011/11/proceso-de-soldadura-smaw.html>

### 2.7.2.2 ELECTRODOS

En el proceso SMAW el material de aporte son los electrodos, que aparte de conducir la corriente eléctrica se funde y constituye el metal de aportación en la soldadura.

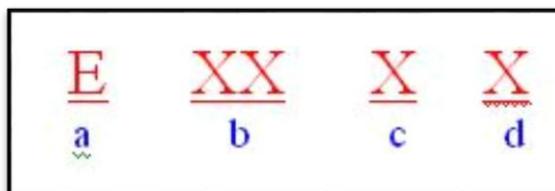
**Los Electrodo Revestidos** están compuestos de núcleo metálico y un revestimiento de tipo cerámico.

**El núcleo** es la varilla metálica con una composición química definida para cada metal a que está destinado el electrodo. Los diversos elementos componentes del núcleo, como el hierro, carbono, manganeso, silicio, fósforo, azufre y otros, proporcionan diferentes propiedades y características a la junta soldada. El núcleo metálico constituye la base del material de aporte, que es transferido a la pieza en forma de gotas, impulsado por la fuerza del arco eléctrico.

**El revestimiento** que se aplica en torno del núcleo metálico, es una composición química definida para cada tipo de electrodo y es quien le da las características de penetración, acabado, tasa de deposición, etc. Los elementos, que intervienen en la composición de los revestimientos, son minerales, silicatos, ácidos, fundentes, bases, sustancias orgánicas. Este revestimiento cumple funciones indispensables y decisivas en la ejecución y calidad de la soldadura.

### 2.7.2.2.1 ELECTRODOS PARA SOLDAR ACERO

Para los electrodos de acero dulce y de baja aleación se ha designado un código de clasificación el cual veremos a continuación.



**Figura 2.23 Nomenclatura de electrodos para acero.**

Fuente: [www.aga.com.ec](http://www.aga.com.ec)

- A.** La letra E significa Electrodo y se refiere a la soldadura por arco.
- B.** Los dos o tres primeros dígitos significan la resistencia a la tracción del metal representado en miles de libras por pulgada cuadrada (Klb/pulg<sup>2</sup>)
- C.** Indica la posición para soldar del electrodo:
  - 1) Toda posición
  - 2) Posición plana
  - 3) Posición plana solamente

**D.** Tipo de revestimiento, corriente eléctrica y polaridad a usar.

Interpretación del último dígito:

**Tabla 2.4 Interpretación del último dígito para electrodo de acero dulce.**

ULTIMO DIGITO	CORRIENTE Y POLARIDAD		ESCORIA	ARCO	PENETRACION
0	N/A	CC+	Orgánica	Energético	Mucha
1	CA	CC+	Orgánica	Energético	Mucha
2	CA	CC-	Rutilica	Medio	Mediana
3	CA	CC-	Rutilica	Suave	Poca
4	CA	CC-	Rutilica	Suave	Poca
5	N/A	CC+	Básica	Medio	Mediana
6	CA	CC+	Básica	Medio	Mediana
7	CA	CC	Mineral	Suave	Mediana
8	CA	CC+	Básica	Medio	Mediana

Fuente: [www.aga.com.ec](http://www.aga.com.ec)

#### 2.7.2.2.2 ELECTRODO 6011

Por lo antes expuesto podemos decir que E6011 corresponde a:

- Clasificación AWS: E-6011/E-4918
- Electrodo para acero al carbono
- Revestimiento bajo hidrógeno con hierro en polvo. Color gris
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo.

**Tabla 2.5 Características químicas y mecánicas E6011.**

<b>Composición química del metal depositado:</b>				
C 0.11%; Mn 0.41%; Si 0.23%; P 0.010%; S 0,01%				
<b>Características del metal depositado según norma AWS, A5.1/A5.1M-04</b>				
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía absorbida Ch-v	Requerimientos	
Resistencia a la tracción: 495 MPa	430 MPa	34J a -30°C	27J a -30°C	
Límite de Fluencia: 424 MPa	330 MPa			
Alargamiento en 50 mm: 27%	22%			
<b>Amperajes recomendados:</b>				
Diámetro mm	Longitud mm.	Amperaje		Electrodos x kg. aproximadamente
		min.	máx.	
2.4	300	50	90	74
3.2	350	80	120	34
4.0	350	120	160	24
4.8	350	160	220	17

Fuente: [www.indura.com.ar](http://www.indura.com.ar)

**Características principales:**

- El electrodo 6011 es de bajo contenido de hidrógeno y resistente a la humedad.
- Está especialmente diseñado para soldaduras que requieren severos controles radiográficos en toda posición.
- Su arco es suave y la pérdida por salpicadura es baja.
- Es recomendado para trabajos donde se requiere alta calidad radiográfica.

### 2.7.2.2.3 SOLDADORA EUTECTIC 300AMP



**Figura 2.24 Soldadora Lincoln, modelo idealarc sp250, amperaje de salida 300a, 220v.**

Fuente: [www.lincolnelectric.com/Catalogaspx](http://www.lincolnelectric.com/Catalogaspx)

### 2.7.3 PROCESO DE PINTURA

El proceso de pintar tiene como base la pintura, el cual es un producto fluido que, aplicado sobre una superficie en capas relativamente delgadas, se transforma al cabo del tiempo en una película sólida que se adhiere a dicha superficie, de tal forma que recubre, protege y decora el elemento sobre el que se ha aplicado.

Todas las pinturas se componen a su vez de una serie de subproductos:

- **Pigmentos:** Son materiales en forma de polvo que al aportarse en el producto, le aportan color y opacidad
- **Aglutinantes:** Son los líquidos o sólidos encargados de retener los pigmentos una vez se ha formado la película

- **Disolventes:** Son sustancias encargadas de la disolución del aglutinante en caso de que este sea sólido; y fluidificarlo en caso de un aglutinante líquido
- **Plastificante:** El efecto del plastificante es hacer que el material al que se agrega sea más maleable, adquiera una mayor plasticidad y por tanto sea más sencillo su tratamiento industrial. Su concentración final suele ser muy baja.

Todo proceso de pintura debe iniciar limpiando la superficie que se va a limpiar, luego debe prepararse la pintura de acuerdo al uso que se le vaya a dar y a la recomendación del fabricante, de esta manera para pintar metales es mucho mejor hacerlo con un soplete o pistola de aire con la ayuda de un compresor, la pistola esparcirá la mezcla de pintura de una mejor manera difuminando el producto y obteniendo un acabado inmejorable.

### 2.7.3.1 COMPRESOR CAMPBELL TDE34-23



**Figura 2.25 Compresor Campbell hausfeld, modelo tde34-23, presión máxima 80 MPa, potencia 2kw, 220v.**

Fuente: [www.campbellhausfeld.com](http://www.campbellhausfeld.com)

## 2.7.4 MONTAJE MECÁNICO

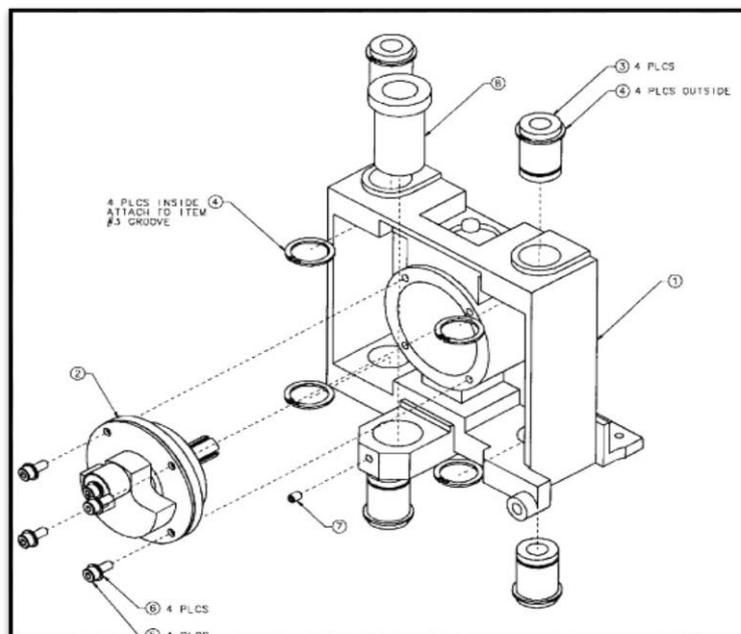
Montaje es el proceso mediante el cual se emplaza cada pieza en su posición definitiva dentro de una estructura. Estas piezas pueden ser de diferentes materiales pero en general se define como montaje industrial al agrupamiento de piezas metálicas.

Para realizar un montaje adecuado, es necesario conocer el proceso que se define de la siguiente manera:

- Determinar las necesidades del mandante respecto a la calidad, costo y plazo del proyecto.
  - Ingeniería básica y de detalle
- Definir tamaño necesario y disponibilidad
- Equipamiento
  - Equipos de procesos
  - Maquinaria
  - Sistemas de apoyo
    - Ventilación, Climatización, extracción aire
    - Extracción de partículas suspendidas
    - Presurización
    - Mantenimiento
    - Otros

➤ Elementos adicionales requeridos

- Transporte de carga (desplazamientos verticales y horizontales)
  - Sistemas más utilizados para montajes: izaje hidráulico y el uso de grúas
- Calibraciones / instrumentación
- Equipos de personal:
  - Electricistas de montaje
  - Armadores
  - Apoyo técnico de fabricantes
  - Otros



**Figura 2.26 Montaje de piezas industriales.**

Fuente: <http://sifunpro.tripod.com/ensamble.html>

## 2.7.5 ELEMENTOS DE SUJECIÓN

Los elementos de sujeción o sujetadores constituyen un método para conectar o unir dos piezas o más entre sí.

Hay 2 clases básicas de sujetadores: Permanentes y Desmontables. Los remaches y las soldaduras son sujetadores permanentes. Los pernos, tornillos, espárragos, tuercas, pasadores, anillos son sujetadores desmontables.

Además de unir dos piezas de forma permanente o desmontable, también se encargan de transmitir potencia y de ajustar dos o más elementos.

Se puede destacar los elementos de sujeción más comunes como son: remaches, espárragos, pasadores, tornillos, chavetas, cuñas, arandelas y pernos.



**Figura 2.27**Elementos de sujeción.

Fuente: [www.Wikipedia/bolstandscraws.com](http://www.Wikipedia/bolstandscraws.com)

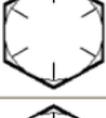
### 2.7.5.1 PERNOS

El perno es una pieza metálica larga de sección constante cilíndrica, normalmente hecha de acero o hierro.

En un extremo se dispone a manera de cabeza hexagonal y en el otro extremo se presenta un roscado para la chaveta o tuerca, o remache, y se usa para sujetar piezas en una estructura, por lo general de gran

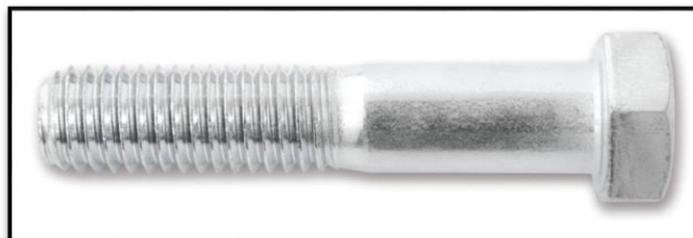
La clasificación más común usada en pernos es la clasificación SAE, mostrada en la siguiente tabla.

**Tabla 2.6 Tipos de pernos SAE.**

Marcado de pernos de acero grado SAE					
Número de grado SAE	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
1 2	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ $\frac{1}{4}$ - $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
5.2	$\frac{1}{4}$ - 1	85	120	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8.2	$\frac{1}{4}$ - 1	120	150	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	

Fuente: [http://www.k2construcciones.com/documentos/especs\\_pernos.pdf](http://www.k2construcciones.com/documentos/especs_pernos.pdf)

### 2.7.5.1.1 PERNOS SAE 7



**Figura 2.28 Pernos SAE 7, esfuerzo de ruptura 133 kpsi.**

Fuente: [http://www.k2construcciones.com/documentos/especs\\_pernos.pdf](http://www.k2construcciones.com/documentos/especs_pernos.pdf)

## 2.7.6 MOVILIDAD DE LA MÁQUINA

### 2.7.6.1 GARRUCHAS

Una garrucha es una rueda, la cual tiene un pasador en su centro que le permite rodar libremente, todo el conjunto se encuentra apoyado en una base por lo general de metal o plástico reforzado.

#### 2.7.6.1.1 GARRUCHA PR 5"

Por sus características ideales tales como facilidad de movimiento en casi cualquier terreno, capacidad de carga y dureza se ha seleccionado la garrucha tipo PR, que veremos en la siguiente figura:



**Figura 2.29 Garrucha PR-5. Capacidad de carga hasta 500 kg, diámetro de la rueda 10.25 mm, composición núcleo de acero fundido recubierto de poliuretano.**

Fuente: Manual de Ruedas y Garruchas

## **CAPÍTULO 3**

### **3. DISEÑO ESTRUCTURAL**

#### **3.1 DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA**

##### **3.1.1 CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES**

El diseño a proponerse en el presente proyecto de titulación tiene como propósito satisfacer los requerimientos de una empresa cuyo trabajo principal son las reparaciones de motores diésel, para lo cual se debe tomar en cuenta aspectos técnicos tales como dimensiones, tolerancias y funcionalidad.

Actualmente la empresa no cuenta con una máquina que les asista en las labores de reparación, se utilizan mesas de trabajo las mismas que si bien son de utilidad, retrasan toda la productividad de la empresa.

##### **3.1.1.1 VOZ DEL USUARIO**

De acuerdo al criterio del usuario, la maquina debe contar con las siguientes características:

- Que soporte un motor diesel de hasta 1000 kg.
- Que sea universal, es decir que se pueda montar cualquier motor diésel de los cuales la empresa repara.

- Que el motor que va a ser reparado pueda girar en su propio eje de manera automática, para realizar los distintos procesos que incluyen una reparación.
- Que se pueda transportar hacia cualquier lugar de la empresa.
- Fácil operación.
- Que sea de fácil mantenimiento.
- Que disponga las garantías de seguridad obligatorias para montar un motor a reparar.

### **3.1.1.2 VOZ DEL INGENIERO**

Una vez conocidos los requerimientos del usuario, se procede a traducirlos a especificaciones o características técnicas:

- Resistencia a esfuerzos.
- Dimensionamiento de acuerdo a variedad de motores que la empresa repara.
- Acoples universales.
- Giro del motor a ser reparado en revoluciones por minuto.
- Mecanismo de giro.
- Movilidad de todo el conjunto.
- Mecanismo de seguridad.
- Manual de uso y mantenimiento.

### **3.1.1.3 LA CASA DE LA CALIDAD**

La casa de la calidad mostrada a continuación fue elaborada según el procedimiento propuesto por Carles Riba en su Diseño Concurrente, sin embargo se ha debido hacer pequeñas modificaciones con el propósito de adecuar el método al presente proyecto.



#### **3.1.1.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD**

La casa de la calidad proporciona información importante sobre los parámetros y características técnicas que debe cumplir el diseño para satisfacer los requerimientos del cliente.

Para realizar el análisis de los parámetros de diseño se considera previamente factores en los que se encuentran basados:

- El peso de que debe soportar el soporte, es decir el peso del motor de mayor tonelaje.
- El tamaño del motor más grande que va a soportar.
- El material de fábrica debe resistir los esfuerzos de acuerdo al peso máximo del motor que soporta.
- La universalidad de uso debe ser expresada en elementos compatibles con las cargas a soportar.
- El mecanismo de giro debe ser fiable y con autobloqueo.
- La movilidad del proyecto debe tomar en cuenta desplazamiento por fuerza propia.
- La seguridad debe considerarse tanto para conservar la integridad del proyecto como la de los operarios que lo ocupen.

#### **3.1.1.5 ESTUDIO DE DIMENSIONAMIENTO Y CAPACIDAD**

De acuerdo a los requerimientos del cliente, de los cuales el principal es el de soportar un motor diésel, se ha decidido establecer una base de datos de los motores que la empresa repara, recopilando la información de acuerdo al gerente de la empresa, tenemos:

**Tabla 3.1 Frecuencia de reparaciones de la empresa por marcas y modelos.**

MARCA	MODELO	FRECUENCIA DE REPARACION
Cummins	NT 350	Mensual
Cummins	6BT	Bimestral
Cummins	4BT	Bimestral
International	DT360	Mensual
Detroit	Serie 60	Bimestral
Caterpillar	3106	Trimestral

Fuente: Autor.

Una vez recopilada esta información se procede a realizar una ficha técnica de cada motor para ampliar detalles de cada uno.

**Tabla 3.2 Ficha técnica Cummins NTC350.**

Marca	Cummins	
Modelo	NTC350	
Potencia	350 HP	
Nº de cilindros	6	
Peso neto	932 Kg	
Ancho total	960 mm	
Largo total	1410 mm	
Altura total	1310 mm	

Fuente: [www.cumminsquickserve.com](http://www.cumminsquickserve.com)

**Tabla 3.3 Ficha técnica Cummins 4BT.**

Marca	Cummins	
Modelo	4BT	
Potencia	210 HP	
Nº de cilindros	4	
Peso neto	485 Kg	
Ancho total	654 mm	
Largo total	760 mm	
Altura total	850 mm	

Fuente: [www.cumminsquickserve.com](http://www.cumminsquickserve.com).

**Tabla 3.4 Ficha técnica Cummins 6BT.**

Marca	Cummins	
Modelo	6	
Potencia	300 HP	
Nº de cilindros	6	
Peso neto	680 Kg	
Ancho total	654 mm	
Largo total	1110 mm	
Altura total	850 mm	

Fuente: [www.cumminsquickserve.com](http://www.cumminsquickserve.com).

**Tabla 3.5 Ficha técnica International DT360.**

Marca	International Navistar	
Modelo	DT360	
Potencia	300 HP	
Nº de cilindros	6	
Peso neto	830 Kg	
Ancho total	870 mm	
Largo total	1326 mm	
Altura total	1170 mm	

Fuente: [www.navistar/interdt360-375-358.com](http://www.navistar/interdt360-375-358.com).

**Tabla 3.6 Ficha técnica Detroit Serie 60.**

Marca	Detroit Diésel	
Modelo	Serie 60	
Potencia	430 HP	
Nº de cilindros	6	
Peso neto	912 Kg	
Ancho total	953 mm	
Largo total	1406 mm	
Altura total	1259 mm	

Fuente: [www.detroitdiesel/s60.com](http://www.detroitdiesel/s60.com).

**Tabla 3.7 Ficha técnica Caterpillar 3106.**

Marca	Caterpillar	
Modelo	3106	
Potencia	250 HP	
Nº de cilindros	6	
Peso neto	750 Kg	
Ancho total	812 mm	
Largo total	1392 mm	
Altura total	863 mm	

Fuente: [www.caterpillar/mengine/3106/specs.com](http://www.caterpillar/mengine/3106/specs.com).

### 3.1.1.5.1 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO DE DIMENSIONAMIENTO Y CAPACIDAD

Resumiendo la información tenemos:

**Tabla 3.8 Pesos y medidas de motores diésel de mayor afluencia.**

	<b>NTC 350</b>	<b>4BT</b>	<b>6BT</b>	<b>DT360</b>	<b>SERIE60</b>	<b>CAT3108</b>
Peso (kg)	932	485	680	830	912	750
Ancho (mm)	960	654	654	870	953	812
Largo (mm)	1410	760	1110	1326	1406	1392
Altura (mm)	1310	850	850	1170	1259	863

Fuente: Autor.

Al analizar la tabla podemos determinar tolerancias máximas y mínimas de dimensionamiento y diseño, que se determinan de la siguiente manera:

- El motor que tiene mayor peso es el Cummins NTC 350 con 932 Kg, por lo tanto nos regiremos a este peso y estableceremos una tolerancia de seguridad del proyecto de hasta 1000 Kg.
- El motor más grande de todos es el Cummins NTC 350 con 960mm de ancho, 1410mm de largo y 1310mm de altura; por lo tanto se debe establecer un parámetro de dimensionamiento para que el proyecto pueda albergar un motor de 1000mm de ancho, 1500mm de largo y 1400mm de altura.

### 3.1.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

**Tabla 3.9 Especificaciones técnicas de la máquina.**

Empresa Cliente: TRACTO DIESEL S.A.		Producto: Soporte universal automatizado para reparar motores diésel		Fecha inicio: 2014-01-15
				Página 1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	2014-15-01	c	R	Soportar un motor para reparación

		c	R	Incorporar un sistema de giro de 360° para poder acceder a las partes del motor
Dimensiones	2014-15-01	C+I	R	Altura máxima del motor a reparar: 1400 mm
		C+I	R	Ancho máximo del motor a reparar: 1000 mm
		C+I	R	Largo máximo del motor a reparar: 1500 mm
Capacidad	2014-15-01	I	R	10000 N (1 Ton)
Energía	2014-15-01	C+I	D	220 V Trifásica
Control	2014-15-01	I	R	Selector tres posiciones
Factor de seguridad	2014-15-01	I	R	Igual o mayor a 1.25
Rango de giro	2014-15-01	C	D	Máximo 5 rpm
Mecanismos de seguridad	2014-15-01	I	R	Autobloqueo
		C+I	D	Pin de avance
Movilidad	2014-15-01	C+I	D	Garruchas

**Propone: C=Cliente; I=Ingeniería. R/D: R=Requerimiento; D=Deseo.**

Fuente: Diseño Concurrente Carles Riba

### **3.2 ANÁLISIS FUNCIONAL**

El propósito del análisis funcional es separar la acción que se efectúa del componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones, para ello es necesario establecer claramente las funciones primarias y secundarias.

Las funciones primarias son aquellas por las que el usuario o los usuarios compran el producto mientras que las funciones secundarias son las que permiten que las funciones primarias se ejecuten satisfactoriamente.

Establecidas las funciones secundarias se procede a plantear soluciones idóneas para desempeñar estas funciones, para luego seleccionar aquellas más convenientes. Estas funciones se pueden agrupar para formar módulos que sean capaces de cumplir un conjunto de funciones.

La descomposición funcional del producto se lleva a cabo mediante diagramas de flujo en el que cada bloque aparece una función que pueden tener tres tipos de entrada y salida, control o señal, material y energía.

### 3.2.1 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

A continuación se presentan los diagramas funcionales

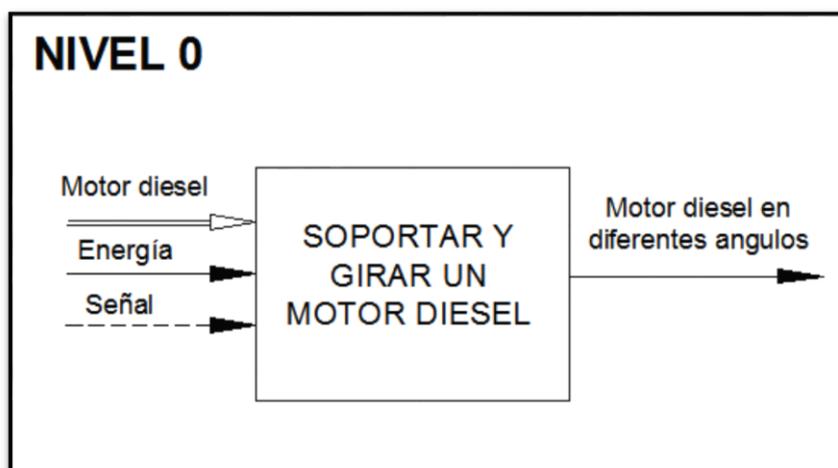
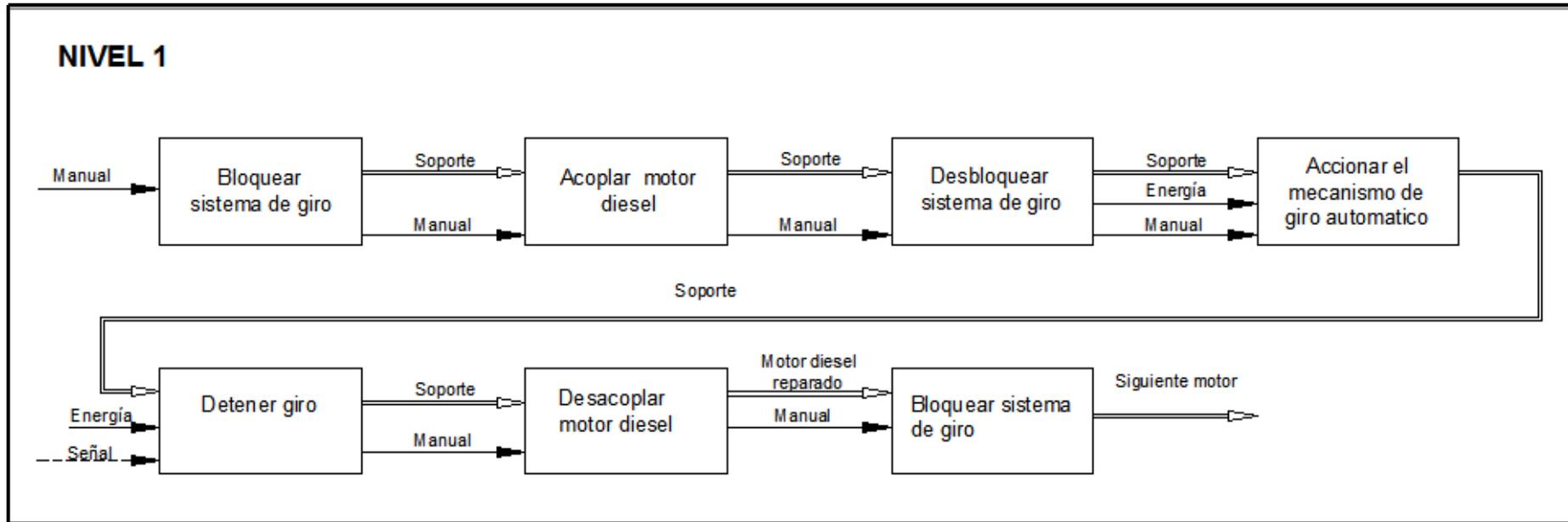


Figura 3.2 Diagrama funcional nivel 0.

Fuente: Autor



**Figura 3.3**Diagrama funcional nivel 1.

Fuente: Autor

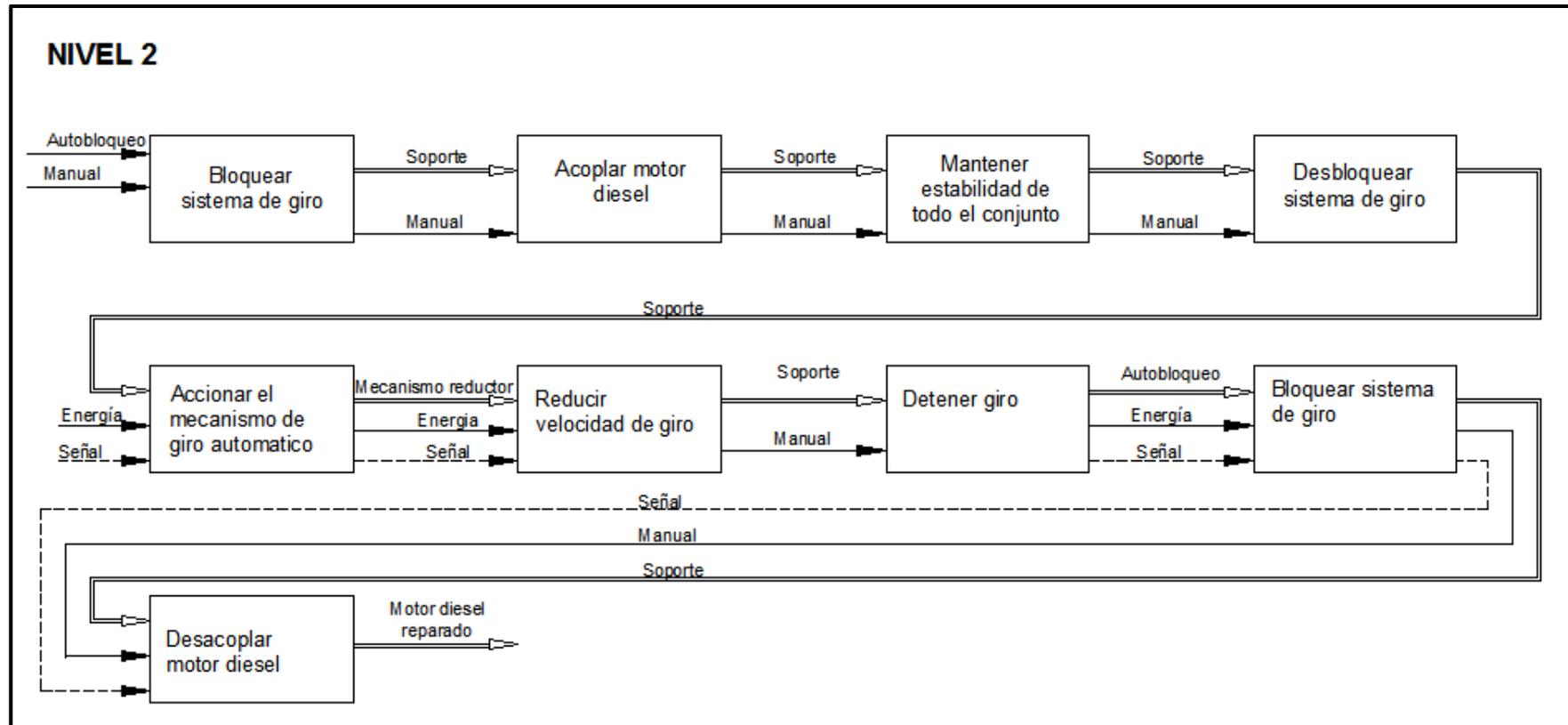


Figura 3.4 Diagrama funcional nivel 2.

Fuente: Autor.

### 3.2.2 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Se ha estimado conveniente desarrollar el diagrama funcional hasta el nivel 2 ya que, en este caso, un despliegue mayor conduciría a establecer implícitamente determinadas soluciones más complejas.

En el nivel 0, se presenta la función global o primaria, que en este caso es la de soportar y girar un motor diésel para su reparación. Para que la maquina cumpla su función se necesitan materiales, energía y señales de control generadas por los operarios.

En el nivel 1 se especifica de manera general los diferentes procesos a realizarse para obtener el producto, no obstante en el diagrama se detalla el grado de automatización deseado por el cliente. Por esta razón, en aquellas acciones que deben ser manuales, se observa que ingresa un flujo energético manual.

En el nivel 2 se desglosan varias acciones implícitas que en el nivel anterior no se especificaron, pero que son fundamentales para el funcionamiento de la máquina, como por ejemplo en el diagrama aparece la función de reducir la velocidad de giro, aspecto muy importante a la hora de cumplir el objetivo principal de girar el motor.

Por otro lado, quedan claramente establecidos los flujos energéticos, de materiales, de control, y la relación entre las funciones del soporte.

### **3.3 ANÁLISIS MODULAR**

La modularidad consiste en dividir al producto en varios bloques (módulos) funcionales o constructivos. El diseño de productos, tomando en cuenta la modularidad, ayuda enormemente en varios aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama y facilidad de producción, entre otros.

Debido a que dentro del proceso de soportar y reparar un motor diésel se cumplen varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular, para esto se analiza las interfaces de flujos energéticos, de flujo y de señal.

Para la definición de módulos se toma en cuenta las funciones principales que realizan el soporte universal automatizado, además se considera las actividades que estos conllevan.

#### **3.3.1 DIVISIÓN MODULAR**

Al observar el análisis funcional de nivel 2, podemos establecer dos conjuntos de procesos divididos en módulos basados en los conceptos antes expuestos, a continuación se presentaran alternativas de soluciones a cada elemento de estos módulos, es necesario utilizar un análisis ponderativo de cada alternativa y poder entregar una solución objetiva y justificada.

&lt;

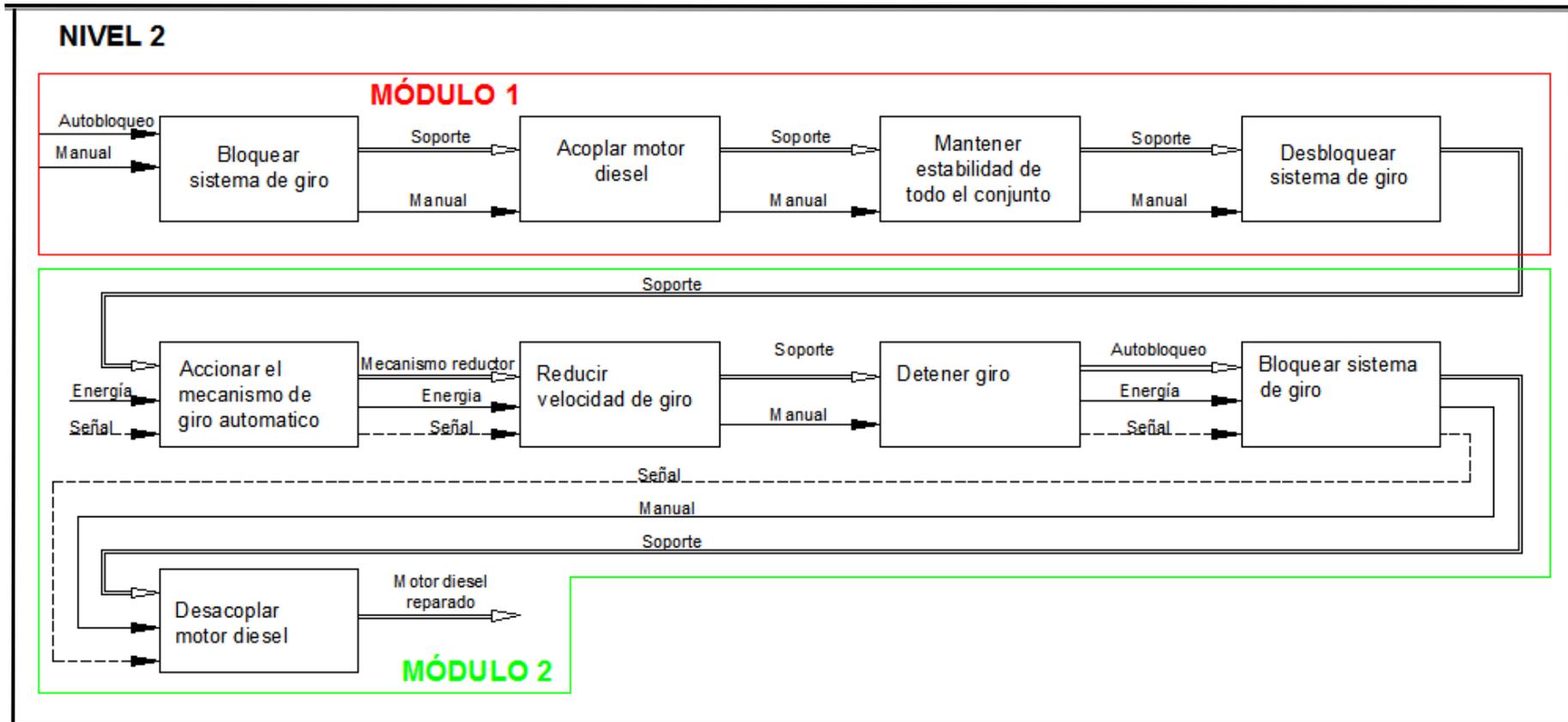


Figura 3.5 División modular.

Fuente: Autor.

## **3.4 SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO**

### **3.4.1 MÓDULO 1**

Este módulo cumple las siguientes funciones:

- Bloquear el sistema de giro.
- Acoplar el motor diésel que va a ser reparado.
- Mantener estabilidad de todo el conjunto.
- Desbloquear el sistema de giro.

A continuación se establecen las soluciones.

#### **3.4.1.1 BLOQUEAR EL SISTEMA DE GIRO**

La mejor manera de bloquear un sistema de giro es a través de una traba manual y mecánica que impida el movimiento a través del contacto de pieza a pieza, es decir para este caso, un pin de avance que sea anclado a la estructura del soporte y al eje al mismo tiempo; es necesario diseñar el pin y el elemento sujetador donde va a apoyarse para evitar el más mínimo giro.

#### **3.4.1.2 ACOPLAR MOTOR DIÉSEL**

Antes de determinar cualquier forma y mecanismo del soporte, es necesario considerar los puntos de anclaje del motor diésel al soporte, para lo cual se analizaran alternativas de acuerdo a la prioridad del cliente.

#### **3.4.1.2.1 ANCLAJE SIMPLE**

En el apartado 2.1.1.2 se puede apreciar el tipo de soporte de anclaje simple el cual posee las siguientes ventajas y desventajas:

##### **Ventajas:**

- Ocupa espacio mínimo.
- Peso relativamente bajo

##### **Desventajas:**

- Esfuerzos mecánicos considerables.

#### **3.4.1.2.2 ANCLAJE DOBLE**

Al igual que el tipo de soporte anterior, el de anclaje doble también se puede encontrar en el apartado 2.1.1.2, del cual podemos destacar lo siguiente:

##### **Ventajas:**

- Mejor agarre del motor a reparar.
- Mayor estabilidad.

##### **Desventajas:**

- Ocupa mucho espacio.
- Su peso es considerablemente mayor.
- Costo de fabricación elevado.

### **3.4.1.2.3 BANCADA HORIZONTAL**

Por no considerarse un tipo común de soporte, no hemos destacado información ampliada de este, sin embargo se puede analizar lo siguiente:

#### **Ventajas:**

- Mayores puntos de anclaje al motor.
- Menores esfuerzos mecánicos.

#### **Desventajas:**

- Ocupa espacio exagerado.
- Difícil de transportar.
- Costo de fabricación elevado.

### **3.4.1.3 MANTENER ESTABILIDAD**

Para reducir los esfuerzos de corte y tensión en el soporte, garantizando una buena estabilidad, es necesario discernir la manera más conveniente de colocar el motor en una posición específica, con respecto al soporte, para lo cual se presentan varias alternativas.

#### **3.4.1.3.1 ORIENTACIÓN TRANSVERSAL**

En el apartado 2.1.1.3.2 se puede observar la orientación del motor transversal con respecto al soporte, de lo cual se analiza:

**Ventajas:**

- Mayor número de puntos de contacto.
- Esfuerzos mecánicos reducidos.

**Desventajas:**

- Requiere altura considerable para albergar y girar el motor.

**3.4.1.3.2 ORIENTACIÓN LONGITUDINAL**

En el mismo apartado, 2.1.1.3.1 se puede encontrar el motor en forma longitudinal, se destaca a continuación:

**Ventajas:**

- Facilidad de giro del motor.
- Mayor acceso a las partes del motor.

**Desventajas:**

- Esfuerzos mecánicos elevados por la posición en cantiléver del motor.
- Al presentar mayor esfuerzo en diseño es necesario aumentar la calidad del material, por lo tanto el costo.

#### **3.4.1.4 DESBLOQUEAR EL SISTEMA DE GIRO**

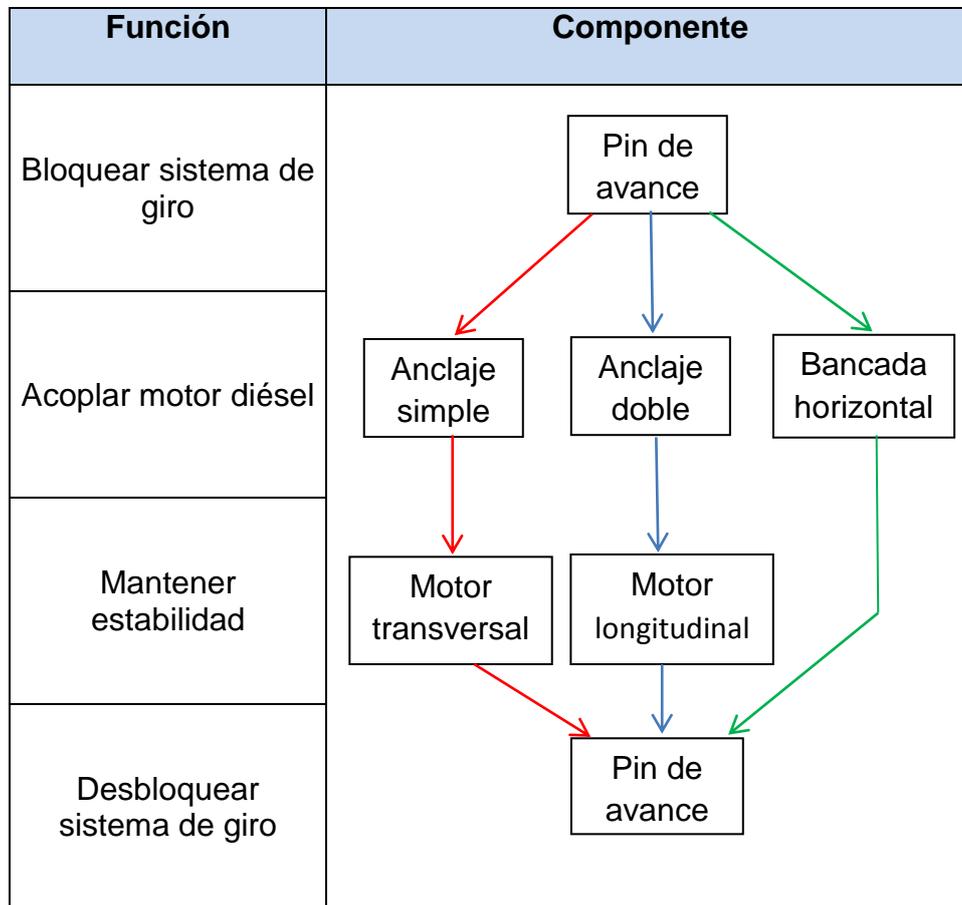
Al igual que el bloqueo, el desbloqueo se debe hacer mediante la acción de un pin o traba mecánica, que al momento de retirarla permita el funcionamiento del sistema de giro del soporte.

#### **3.4.1.5 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS**

Para determinar diferentes alternativas de módulos se combinan entre si las soluciones para cada función, como se muestra en la tabla 3.10.

Es importante notar que no resulta conveniente realizar todas las combinaciones, sino aquellas cuyos componentes sean compatibles entre sí.

**Tabla 3.10 Alternativas de módulo 1.**



**Alternativa 1    Alternativa 2    Alternativa 3**

Fuente: Autor.

### 3.4.1.6 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS

Con el fin de determinar aquel modulo que resulte más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados.

Tomando en cuenta las necesidades principales del cliente que son: bajo costo, menor esfuerzo mecánico, peso mínimo y espacio relativamente pequeño, se procede a analizar las distintas alternativas:

**Tabla 3.11 Ponderación para seleccionar los puntos de anclaje del soporte.**

Factores de selección	FP	Anclaje simple	Anclaje doble	Bancada horizontal
Menor Esfuerzo	0.40		x	X
Bajo costo	0.25	x		
Peso mínimo	0.20	x		
Espacio	0.15	x		
	$\Sigma$	0.60	0.40	0.40

Fuente Autor.

**Tabla 3.12 Ponderación para seleccionar la orientación del motor respecto al soporte.**

Factores de selección	FP	Orientación Transversal	Orientación longitudinal
Menor Esfuerzo	0.40	x	x
Bajo costo	0.25	x	
Peso mínimo	0.20	x	
Espacio	0.15	x	x
	$\Sigma$	1	0.55

Fuente: Autor.

Por consiguiente según las tablas ponderativas, la mejor solución es la alternativa 1.

Tipo de anclaje: simple.

Orientación del motor: transversal con respecto al soporte.

### **3.4.2 MÓDULO 2**

Este módulo cumple con lo siguiente:

- Accionar el sistema de giro automático.
- Reducir velocidad de giro.
- Detener giro.

Siendo así, a continuación se detallan soluciones a los módulos.

#### **3.4.2.1 ACCIONAR EL MECANISMO DE GIRO AUTOMÁTICO**

Es necesario definir que elemento se va a utilizar como toma de fuerza, de la cual se obtenga el movimiento de giro, siendo así se presentaran diferentes alternativas.

##### **3.4.2.1.1 MOTOR ELÉCTRICO**

Por lo expuesto en el apartado 2.6.2 se puede destacar lo siguiente:

##### **Ventajas:**

- Torque aceptable.
- Espacio reducido.
- Peso mínimo.

**Desventajas:**

- Por su consumo de corriente eléctrica, el costo de operación es un factor a considerar.

**3.4.2.1.2 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**

Como es de conocimiento general, un motor de combustión interna puede generar la suficiente potencia para impulsar determinada máquina, por consiguiente se tiene:

**Ventajas:**

- Torque suficiente.

**Desventajas:**

- Costo elevado.
- Ocupa mucho espacio.
- Muy pesado.

**3.4.2.1.3 BOMBA HIDRÁULICA**

Un sistema hidráulico a través de una bomba se usa para impulsar máquinas con exigencias de movimiento elevadas, se puede determinar lo siguiente:

**Ventajas:**

- Torque suficiente.
- Fácil mantenimiento.

**Desventajas:**

- Costo elevado.
- El sistema ocupa mucho espacio.

**3.4.2.2 REDUCIR VELOCIDAD DE GIRO**

En base a la necesidad del cliente de girar el motor a una velocidad adecuada, es necesario seleccionar un sistema de transmisión y reducción de movimiento acorde a lo que se necesita, para lo cual se presentan las siguientes alternativas.

**3.4.2.2.1 MECANISMO CORONA SINFÍN**

En el apartado 2.4 se puede visualizar un concepto más claro de este sistema de reducción, por lo tanto se destaca lo siguiente:

**Ventajas:**

- Tamaño favorable.
- Peso mínimo.
- Buena capacidad de reducción de movimiento.

**Desventajas:**

- Mantenimiento constante.

### 3.4.2.2.2 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES

Una transmisión diseñada por engranajes resulta muy conveniente a la hora de transmitir un par de torque, sin embargo se analizara sus ventajas y desventajas:

#### **Ventajas:**

- Buena reducción de velocidad.
- Alargada vida útil.

#### **Desventajas:**

- Costo elevado.
- Ocupa espacio considerable.

### 3.4.2.2.3 SISTEMA PIÑÓN CADENA

El sistema a través de cadena, piñón y catarina es usado en máquinas que tienen una carga de esfuerzo medio, se destaca lo siguiente:

#### **Ventajas:**

- Peso reducido.
- Bajo mantenimiento.

#### **Desventajas:**

- Capacidad de reducción limitada.
- Autobloqueo casi nulo.

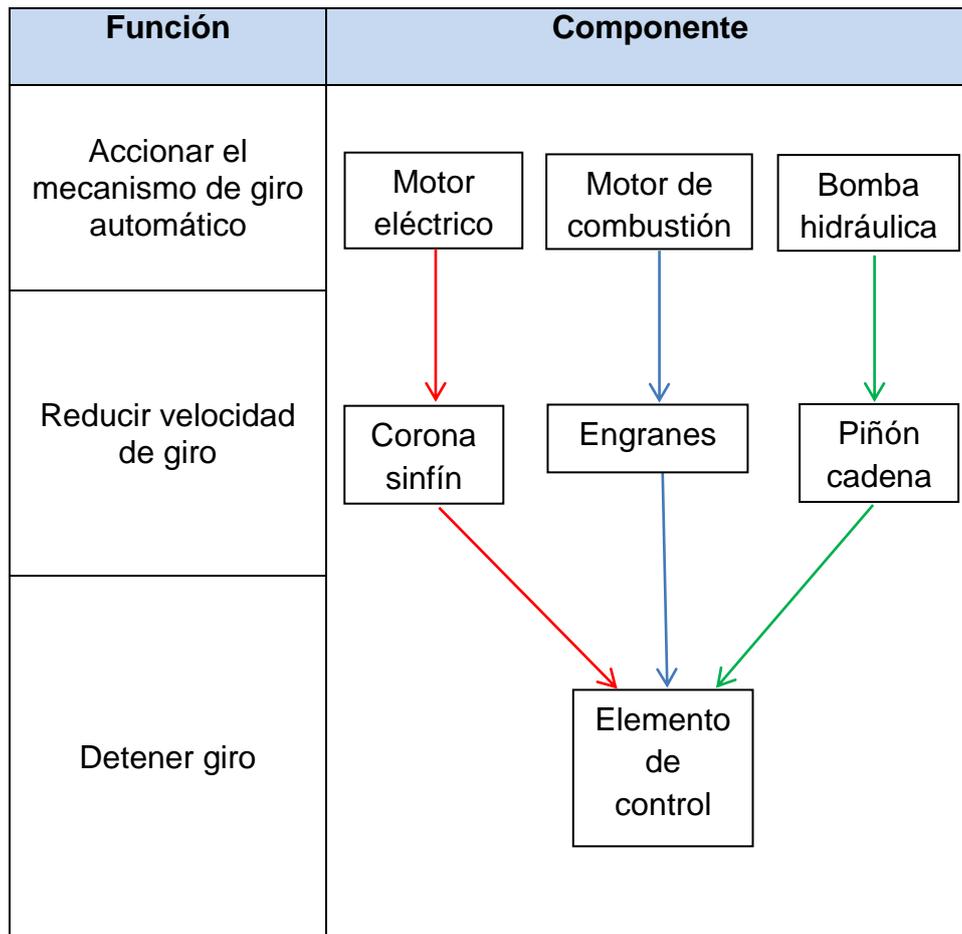
### **3.4.2.3 DETENER GIRO**

Para detener el giro de la toma de fuerza, es necesario determinar que elemento se va a usar para impulsar el giro de la máquina, a partir de ahí se seleccionara el control del elemento impulsor.

### **3.4.2.4 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS**

Para determinar diferentes opciones de módulos se combinan entre si las soluciones para cada función, como se muestra a continuación.

**Tabla 3.13 Alternativas de módulo 2.**



**Alternativa 1**   **Alternativa 2**   **Alternativa 3**

Fuente: Autor.

### 3.4.2.5 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS

Con el fin de determinar aquel modulo que resulte más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados.

En el caso del elemento impulsor es necesario tomar en cuenta las necesidades del cliente como son: buen torque, espacio reducido, bajo costo y fácil mantenimiento; se procederá a analizar de la siguiente manera:

**Tabla 3.14 Ponderación para seleccionar la toma de fuerza.**

<b>Factores de selección</b>	<b>FP</b>	<b>Motor eléctrico</b>	<b>Bomba hidráulica</b>	<b>Motor de combustión</b>
Torque optimo	0.40	x	x	X
Espacio reducido	0.25	x		
Bajo costo	0.20	x		
Fácil mantenimiento	0.15	x	x	x
	$\Sigma$	1	0,55	0,55

Fuente: Autor.

Para considerar el mecanismo de transmisión adecuado, se toma las necesidades del cliente que son: buena capacidad de reducción de giro, peso mínimo, bajo costo y larga vida útil, se procede a analizar ponderativamente.

**Tabla 3.15 Ponderación para seleccionar el sistema de reducción de giro.**

<b>Factores de selección</b>	<b>FP</b>	<b>Corona sinfín</b>	<b>Engranajes rectos</b>	<b>Piñón cadena</b>
Reducción de velocidad	0.40	x	x	X
Peso mínimo	0.25	x		X
Bajo costo	0.20	x		X
Larga vida útil	0.15	x	x	
	$\Sigma$	1	0,55	0,85

Fuente: Autor.

Analizando ambas tablas ponderativas se puede determinar que la mejor opción es la alternativa 1.

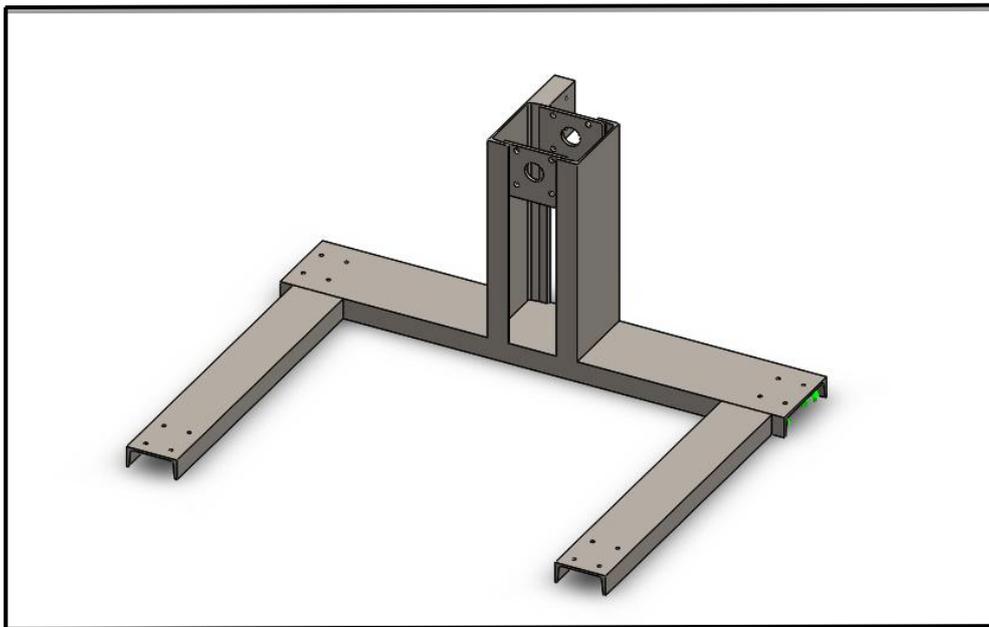
Elemento impulsor: Motor eléctrico.

Sistema reductor: Corona sinfín.

## 3.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

### 3.5.1 FORMA DEL SOPORTE

Antes de empezar cualquier diseño y selección de componentes es necesario tomar en cuenta los análisis ponderativos de las tablas 3.11 y 3.12, las mismas nos indican que el soporte debe tener un anclaje simple y la orientación del motor con respecto a la máquina debe ser transversal, adicional el soporte debe poseer gran resistencia y facilitar la movilidad, para lo cual se establece una forma previa sobre la cual se determinara cargas y elementos.



**Figura 3.6 Forma del soporte.**

Fuente: Autor.

Como se aprecia en la figura 3.6, las vigas en C forman una base, la cual está conformada por brazos de estabilidad; y por un anclaje simple formado por dos vigas en C encontradas entre sí a manera de columnas, para cumplir las mismas funciones que la base.

Para ubicar al motor en forma transversal se ha decidido diseñar un alojamiento a manera de placas soporte en la parte central de las columnas donde tendrá que ser instalado el sistema de giro.

### 3.5.2 FACTOR DE SEGURIDAD

En base al texto de Diseño y Elementos de Máquinas de Robert Mott, en su capítulo de factores de seguridad se detalla lo siguiente:

*Materiales dúctiles:*

- 1) *N = 1.25 a 2.0. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para los que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.*
- 2) *N = 2.0 a 2.5. Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.*
- 3) *N = 2.5 a 4.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.*
- 4) *N = 4.0 o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.*

**Figura 3.7 Selección del factor de seguridad.**

Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas Robert Mott.

Se considera una carga estática en el soporte debido a la baja exigencia de revoluciones a las cuales tiene que girar según la necesidad del cliente, por lo tanto se ha seleccionado el factor de seguridad  $n = 1,25$  a  $2$ .

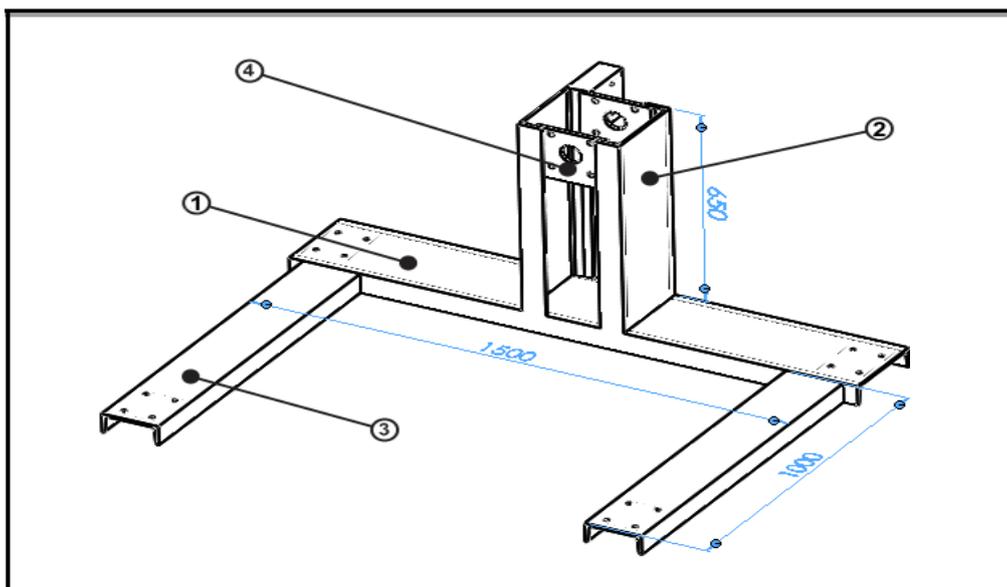
### 3.5.3 DISEÑO DE LA BANCADA

Como ya se había determinado, la estructura principal será diseñada a partir de perfiles en “C” para su mayor aprovechamiento de resistencia.

En el caso del material hemos seleccionado el acero ASTM A36 por sus buenas propiedades mecánicas que están detalladas en el apartado 2.5.1.

Considerando los diferentes parámetros de diseño, tales como, las dimensiones máximas del motor diésel a ser reparado mostrado en el estudio de motores diésel en el apartado 3.1.1.5; y que este debe ser capaz de girar 360°; en la figura 3.7 se muestra el diseño preliminar de la estructura principal con sus partes y dimensiones principales en mm.

1. Viga principal.
2. Columna soporte.
3. Brazos estabilizadores.
4. Placa soporte.



**Figura 3.8 Diseño de la bancada.**

Fuente: Autor

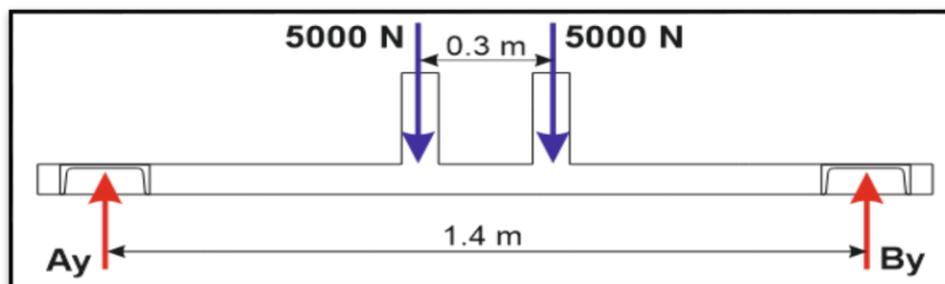
Los tipos y tamaños de perfiles que se utilizaran en la fabricación de la bancada se determinan a continuación.

### 3.5.3.1 DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL

Esta viga será fabricada con perfil "C" serie Americana UPAM, de acero estructural ASTM A36.

#### CARGAS

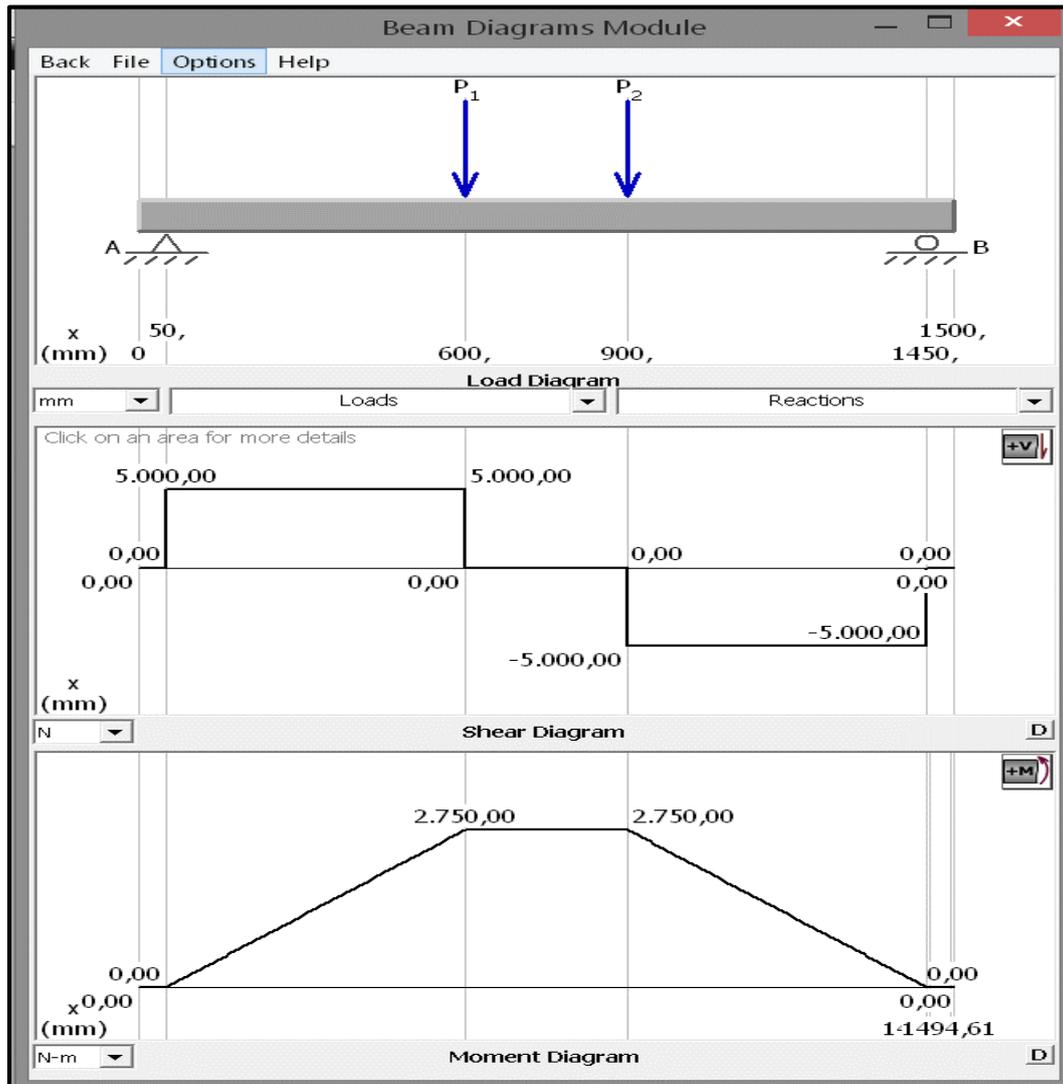
Como se muestra en la figura 3.9 la viga principal debe resistir la carga máxima de 10000 N, actuando 5000 N en cada columna. Se considera separar a las columnas 30cm. entre ellas para alojar la placa soporte del sistema de giro y el mecanismo en sí.



**Figura 3.9 Cargas que actúan en la viga base.**

Fuente: Autor.

Mediante las ecuaciones de equilibrio estático y los procedimientos para obtener los diagramas de fuerza cortante (V) y momento flector (M), se puede realizar con la ayuda del software MDSolids, los resultados son mostrados en la figura 3.10.



**Figura 3.10 Diagramas de fuerza cortante (V) y momento flector (M) en la viga principal.**

Fuente: MDSolids.

## ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Conociendo que el esfuerzo normal de flexión generado por el momento máximo  $M_{max}$  debe ser menor que el límite de fluencia del acero ASTM A36 dividido para el factor de seguridad  $FS$ , el módulo de la sección  $W_y$  del tamaño de perfil requerido se obtiene a partir de las formulas tomadas del texto .<sup>1</sup>

$$\sigma_{flex} \leq \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_y}$$

Reemplazando y despejando se tiene:

$$W_y = \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y} = \frac{2750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 22.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 22.0 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, de la tabla del anexo A se selecciona el perfil UPAM 10 x 15.30 que tiene un  $W_y = 22.1 \text{ cm}^3$ , por motivos de costo favorable y resistencia suficiente.

---

<sup>1</sup>DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Joseph Shigley, Cuarta edición, Capítulos 3 y 5.

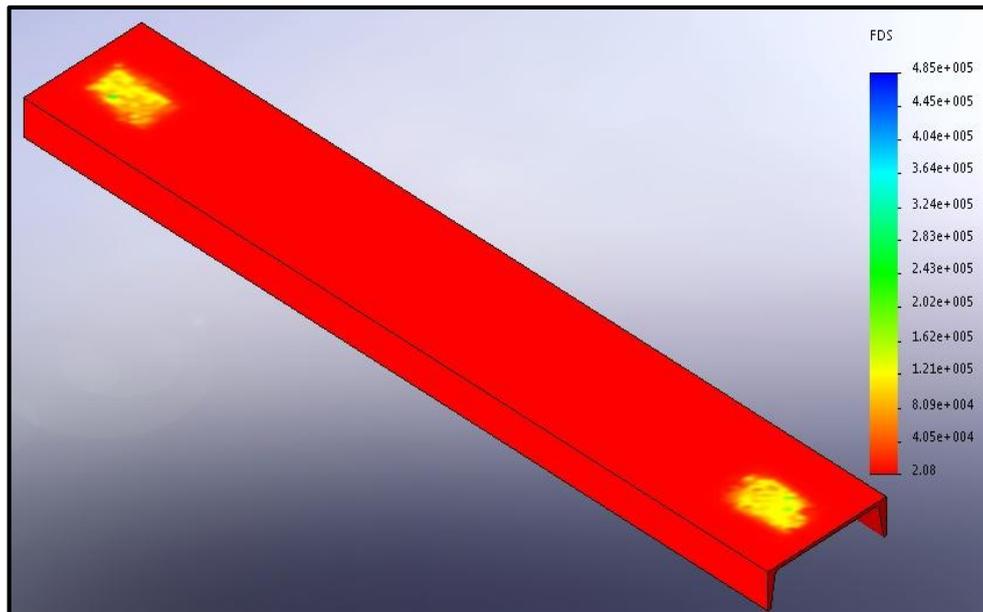
### **3.5.3.1.1 CONSIDERACIONES PARA LOS ESTUDIOS POR ELEMENTOS FINITOS**

Para el dimensionamiento de algunos elementos mecánicos se utiliza el método por elementos finitos aplicado a través del complemento Simulation de SolidWorks.

Este componente permite efectuar simulaciones, estáticas y dinámicas bajo diversas condiciones de carga, obteniéndose resultados rápidos y relativamente aceptables. A continuación se exponen brevemente las condiciones y parámetros generales bajo las cuales se ejecutan los estudios.

#### **VERIFICACIÓN DE CONVERGENCIA**

Para la verificación de convergencia se procederá a analizar la viga principal de la base del soporte a manera de ejemplo, para lo cual se realizara una simulación en el software Solid Works, este resultado debe ser casi equivalente al resultado del cálculo a mano en el parámetro de Factor de Seguridad, para validar la convergencia de diseño.



**Figura 3.11 Verificación de convergencia en viga principal.**

Fuente: Autor.

Como se aprecia en la imagen el análisis del factor de seguridad mediante Solid Works, nos muestra un factor de seguridad de mínimo 2,08. Comparando con el cálculo manual de estimación de la viga podemos concluir que la convergencia coincide y es factible utilizar este tipo de simulación, de aquí en adelante se repetirá el proceso para todos los elementos que tengan que ser diseñados mediante este software.

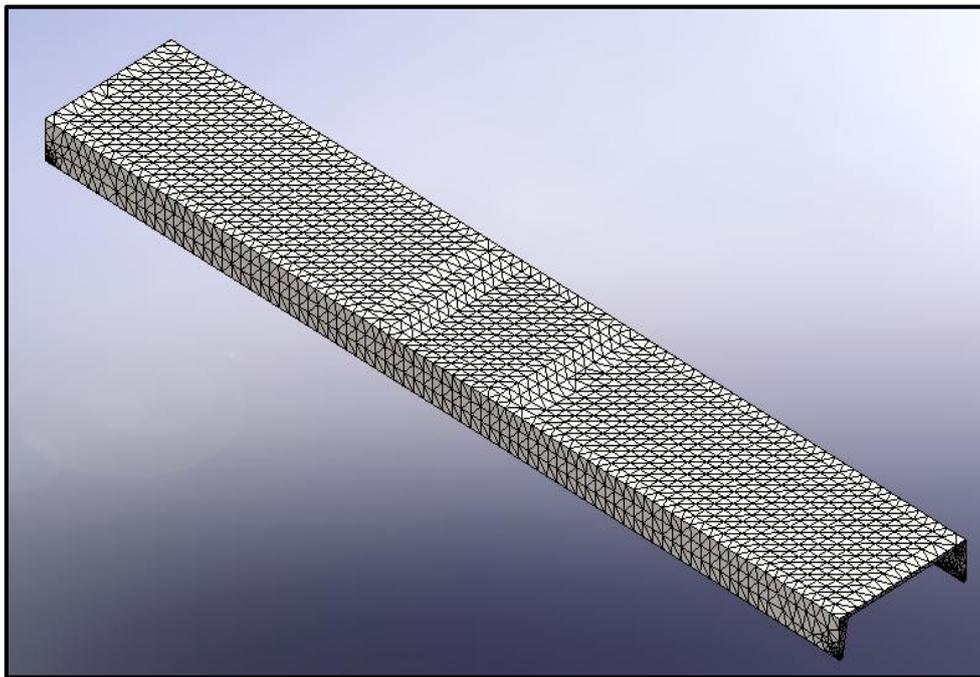
## MALLADO

El mallado de los sólidos se ejecuta bajo los siguientes parámetros:

- Tipo de malla: Estándar. Se emplea el esquema de mallado de Delaunay-Voronoi para efectuar operaciones de mallado subsiguientes.
- Calidad de la malla: Alta. La malla está constituida por elementos sólidos tetraédricos parabólicos, cada uno con 10 nodos.

- Verificación de la malla: 16 puntos jacobianos. Esto le indica al software la cantidad de puntos de integración ubicados dentro de cada elemento para verificar su nivel de integración. Si es que un elemento está muy distorsionado la generación de la malla se interrumpe.
- Las dimensiones de cada elemento constitutivo de la malla se genera automáticamente dependiendo del tamaño de la pieza Además colocar las características de la malla

A continuación se detallara el mallado de la viga antes analizada.



**Figura 3.12 Mallado de la viga principal.**

Fuente: Autor.

## **CRITERIO DE ACEPTACIÓN DEL ESTUDIO**

El criterio que se emplea para la aceptación del dimensionamiento de la pieza es el esfuerzo de Von Misses con relación al estudio de fluencia del material.

## **CONDICIONES DE CONTORNO**

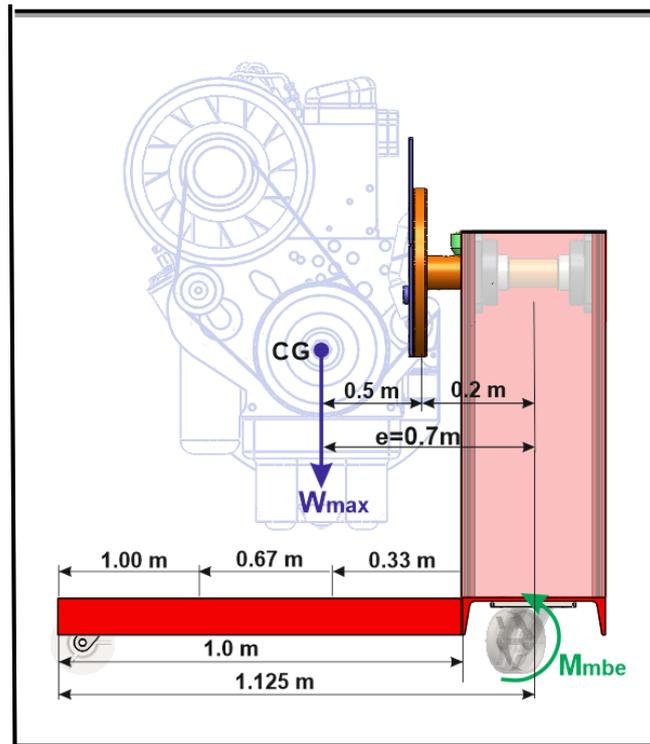
Las condiciones de contorno, es decir cargas, sujeciones y uniones se establecen en cada estudio particular y se indican oportunamente.

### **3.5.3.2 DISEÑO DE LA COLUMNA SOPORTE**

Por conveniencia la columna será fabricada con el mismo perfil UPAM 10 x 15.30 seleccionado para la viga principal, por lo tanto a continuación se comprueba que este perfil cumpla con los requerimientos de esfuerzo.

## **CARGAS**

Como se muestra en la figura 3.13 la columna soporte debe resistir la carga máxima pero debido a que la carga no se aplica en el eje centroidal de la sección transversal, este elemento será analizado con las ecuaciones de columna cargada en forma excéntrica.



**Figura 3.13 Cargas que actúan en la columna soporte.**

Fuente: Autor.

La distancia máxima desde el eje centroidal de la sección transversal hasta el centro de gravedad (máxima excentricidad  $e$ ), se obtiene sumando la distancia desde el eje centroidal hasta la placa de sujeción del motor diésel y la mitad del ancho máximo de los motores.

$$e = 0.2 \text{ m} + \frac{1.0 \text{ m}}{2}$$

$$e = 0.7 \text{ m} = 70 \text{ cm}$$

La longitud efectiva de la columna ( $L_e$ ) viene dado según el texto <sup>2</sup>

$$L_e = K \cdot L = 2.1 \cdot 0.65 \text{ m}$$

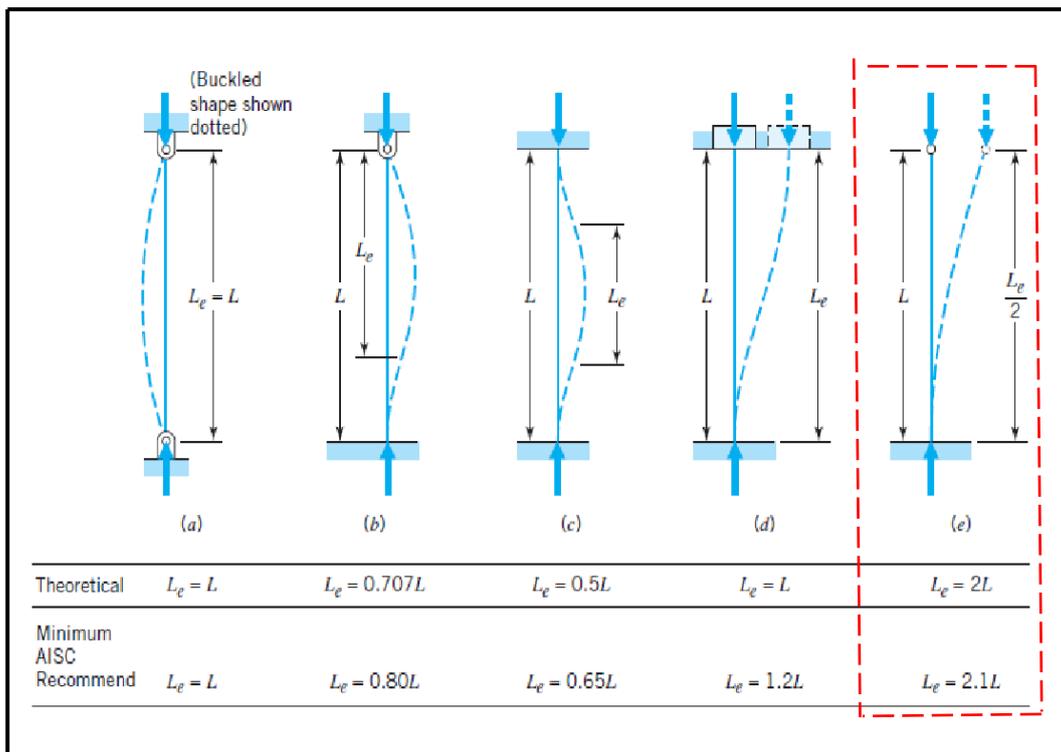
<sup>2</sup>DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Robert Mott, Segunda edición, Capítulo 6.

$$L_e = 1.365 m = 136.5 cm$$

Dónde:

$K$  = Constante de fijación de los extremos = 2.1 (Figura 3.14)

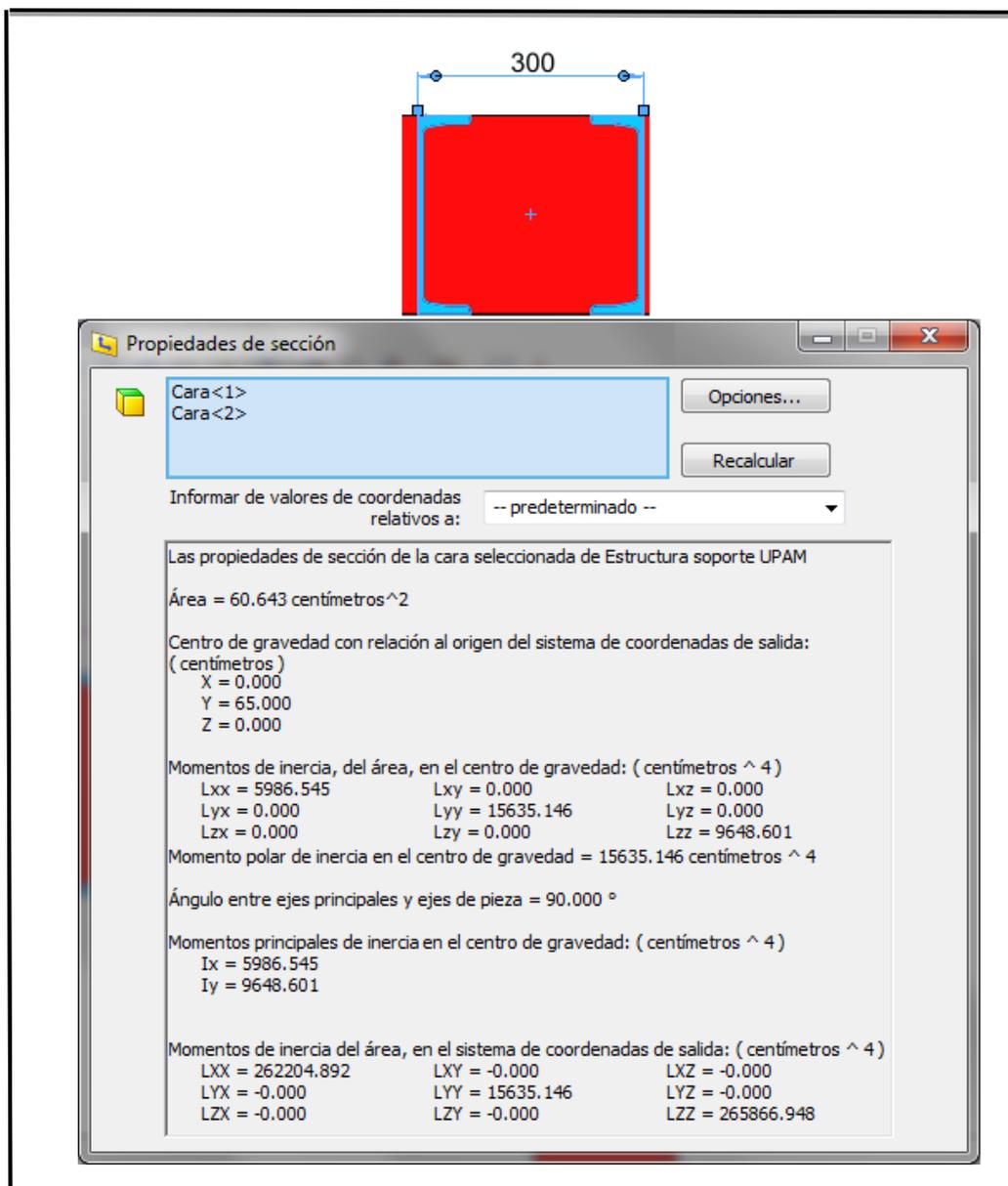
$L$  = Longitud real de la columna = 0.65 m



**Figura 3.14 Constante de fijación de los extremos.**

Fuente: Manual de la construcción en acero 7ma edición. Instituto Americano de Construcción de Acero, New York 1970.

Como la columna tiende a pandearse alrededor del eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos, el radio de giro mínimo ( $r$ ) se determina a partir de las propiedades de la sección transversal de la columna se muestran en la figura 3.15.



**Figura 3.15 Propiedades de la sección transversal de la columna.**

Fuente: Autor.

La fórmula del radio mínimo de giro se toma del texto<sup>3</sup>

<sup>3</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Robert Mott, Segunda edición, Capítulo 6.

$$r = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{5986.54 \text{ cm}^4}{60.64 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 9.93 \text{ cm}$$

**Dónde:**

$I_{min}$  = Momento de inercia mínimo

$A$  = Área de la sección transversal de la columna

La distancia desde el centro de la columna a las fibras exteriores de la transversal viene dado por:

$$c = \frac{h}{2} = \frac{254 \text{ mm}}{2}$$

$$c = 127 \text{ mm} = 12.7 \text{ cm}$$

**Dónde:**

$h$  = Ancho de la columna = 254 mm (anexo A)

**ANÁLISIS DE ESFUERZOS**

De acuerdo con la teoría de columnas cargadas de forma excéntrica, la carga además de generar pandeo ejerce flexión, por lo que para que no se genere falla, el esfuerzo producido por la carga excéntrica admisible  $P_a$  tiene que ser menor al límite de fluencia del material dividido para el factor de seguridad FS. Aplicando la ecuación de la secante para columnas excéntricas obtenida del texto<sup>4</sup>, se obtiene:

---

<sup>4</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Robert Mott, Segunda edición, Capítulo 6.

$$\frac{S_y}{FS} \geq \frac{P_a}{A_p} \cdot \left[ 1 + \frac{e \cdot c}{r^2} \cdot \sec \left( \frac{L_e}{2 \cdot r} \sqrt{\frac{FS \cdot P_a}{A \cdot E}} \right) \right]$$

$$\frac{25000 \text{ N/cm}^2}{2} \geq \frac{10000 \text{ N}}{60.64 \text{ cm}^2} \cdot \left[ 1 + \frac{70 \cdot 12.7}{9.93^2} \cdot \sec \left( \frac{136.5}{2 \cdot 9.93} \sqrt{\frac{2 \cdot 10000}{60.64 \cdot 20.7 \cdot 10^6}} \right) \right]$$

$$12500 \text{ N/cm}^2 \geq 1628.82 \text{ N/cm}^2$$

Como se cumple la condición anterior, no ocurrirá falla por columna en la estructura soporte.

### 3.5.3.3 DISEÑO DE LOS BRAZOS ESTABILIZADORES

Para garantizar la estabilidad de la estructura soporte bajo condiciones de carga máxima, la longitud de los brazos debe ser tal que la proyección del centro de gravedad del motor sobre los brazos caiga dentro del tercio medio de su longitud.

Como se puede observar en la figura 3.16 con brazos estabilizadores de 1.0 m de longitud se garantiza que la proyección de la carga máxima caiga dentro del tercio medio de su longitud.

### CARGAS

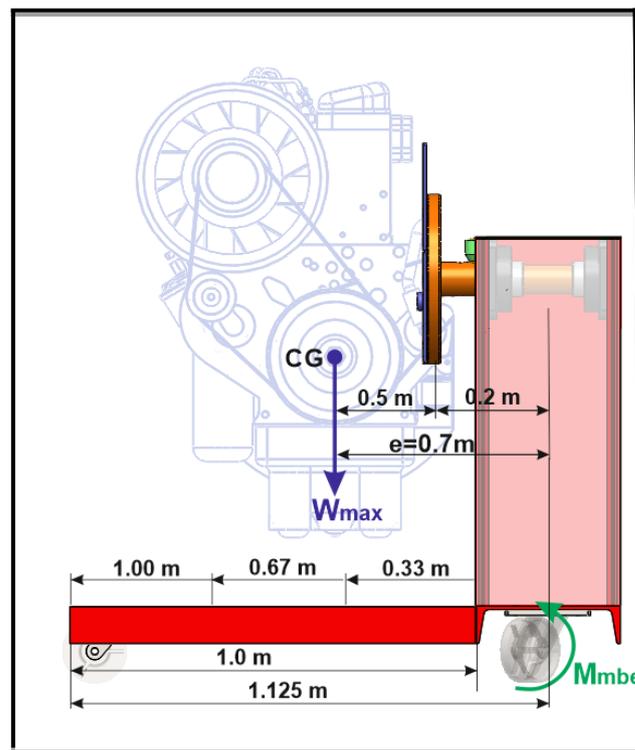
Los brazos estabilizadores están sometidos al momento flector  $M_{mbe}$  debido a la carga máxima y la excentricidad con respecto al eje de la columna.

$$M_{mbe} = \frac{W_{max} \cdot e}{2} = \frac{10000 \text{ N} \cdot 0.7 \text{ m}}{2}$$

$$M_{mbe} = 3500 \text{ Nm}$$

Ya que son dos brazos estabilizadores cada uno debe resistir la mitad del momento es decir:

$$M_{mbe1} = 1750 \text{ Nm}$$



**Figura 3.16 Cargas que actúan en los brazos estabilizadores.**

Fuente: Autor.

## ANÁLISIS DE ESFUERZOS

De forma semejante a la viga principal, a partir del momento se determina el módulo de la sección  $W_y$  del perfil requerido para soportar la carga sin fallar:

$$W_y = \frac{M_{mbe1} \cdot FS}{S_y} = \frac{1750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 14.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 14.0 \text{ cm}^3$$

En base al módulo de la sección calculado y por disponibilidad en el mercado, de la tabla del anexo B se selecciona el perfil UPN 160 que tiene un módulo  $W_y = 18.3 \text{ cm}^3$ .

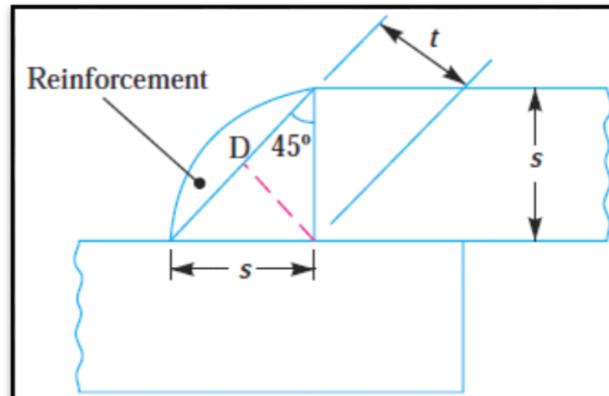
### 3.5.3.4 DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA

Para realizar los diferentes cordones de soldadura se utilizará electrodo E6011 de 3.2 mm de diámetro, por su fácil adquisición en el mercado y debido a que éste es un electrodo de revestimiento celulósico presenta varias características beneficiosas como:

- Arco estable con moderada cantidad de salpicaduras.
- Alta energía generada en el arco que asegura una excelente penetración en todas las posiciones de soldadura.
- Produce depósitos libres de porosidades e inclusiones de escoria con garantía de calidad radiográfica.

Para la condición crítica de que un solo cordón de soldadura debe resistir la carga máxima de 10000 N, se determina mediante el siguiente procedimiento, la longitud ( $l$ ) mínima requerida en el cordón para que no falle.

De acuerdo con la figura 3.12, el área de la garganta de un cordón a filete viene dado por:



**Figura 3.17 Sección transversal de un cordón de soldadura a filete.**

Fuente: Machine Design, Khurmi y Gupta, Cap. 10.

$$A = l \cdot t = l \cdot s \cdot \sin 45^{\circ}$$

$$A = l \cdot 3.2 \cdot \sin 45^{\circ} = 2.26 \cdot l$$

El esfuerzo de tensión ( $\sigma_T$ ) mínimo permisible en el cordón de soldadura para un factor de seguridad de 2 es:

$$\sigma_T = \frac{S_t}{FS} = \frac{510 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$\sigma_T = 255 \text{ N/mm}^2$$

**Dónde**  $S_t$  es el factor de resistencia visto en el anexo E.

Reemplazando y despejando se tiene:

$$\sigma_t = \frac{W_{max}}{A} \leq 255 \text{ N/mm}^2$$

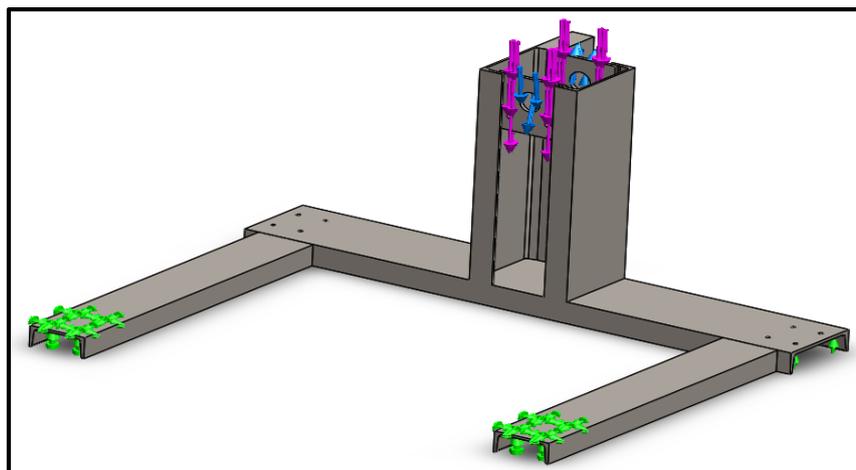
$$l \geq \frac{10000 \text{ N}}{2.26 \text{ mm} \cdot 255 \text{ N/mm}^2}$$

$$l \geq 17.35 \text{ mm}$$

El cordón de soldadura debe ser de mínima esa longitud para soportar el esfuerzo.

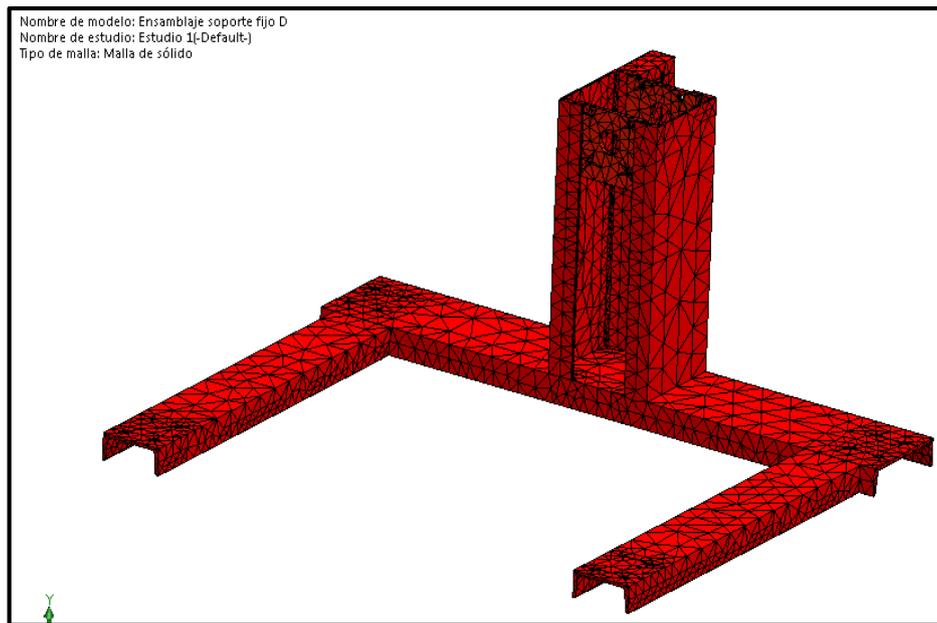
### 3.5.3.5 DISEÑO DE BANCADA EN SOLIDWORKS

Como ya se había analizado, se utilizara el software Solid Works para validar los cálculos manuales, para este caso tomaremos la bancada como un solo conjunto y realizaremos su simulación.



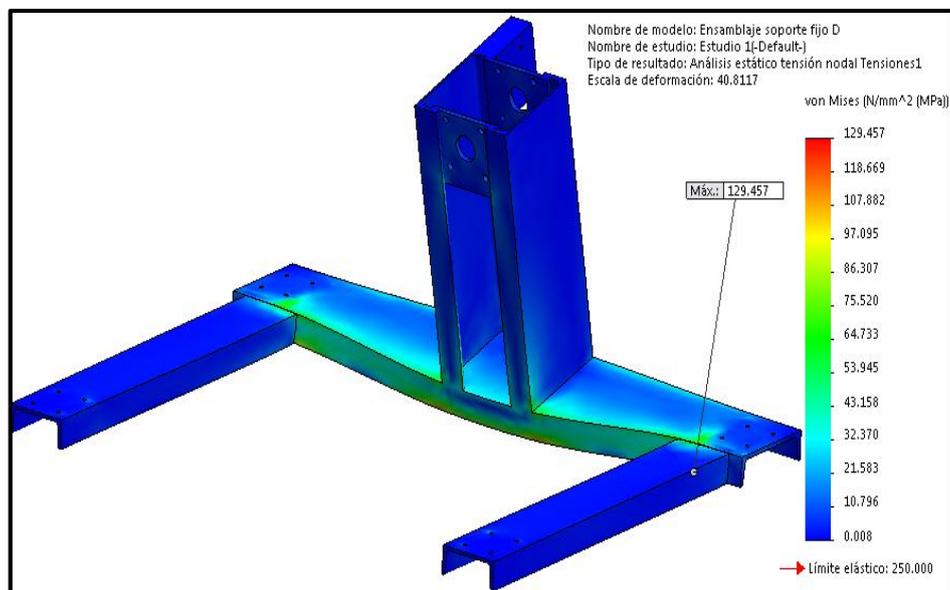
**Figura 3.18** Aplicación de cargas y restricciones en bancada.

Fuente: Autor.



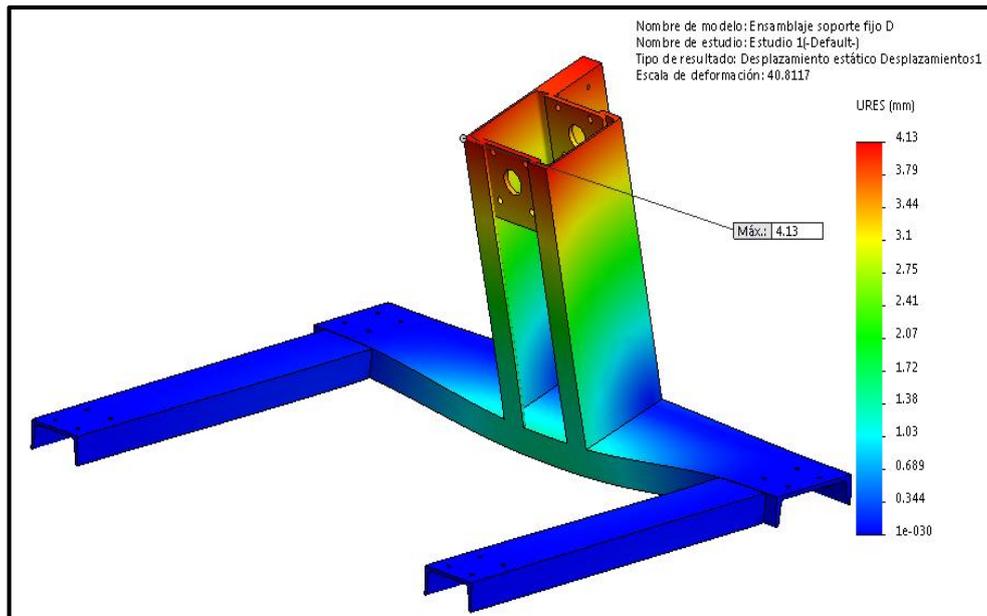
**Figura 3.19 Mallado de bancada.**

Fuente: Autor.



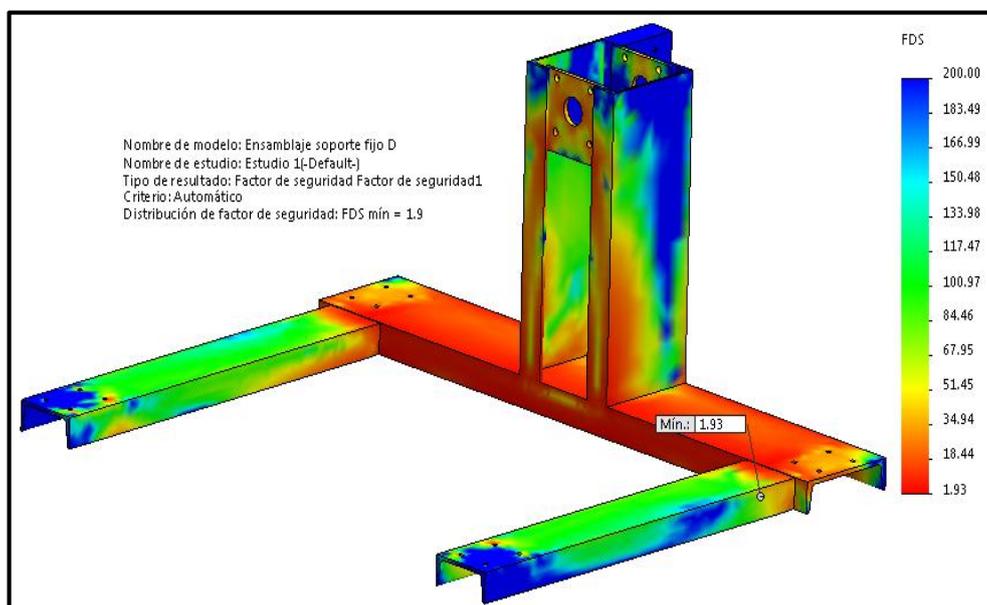
**Figura 3.20 Análisis de esfuerzo de Von Mises en bancada.**

Fuente: Autor..



**Figura 3.21** Análisis de deformación total en bancada.

Fuente: Autor.



**Figura 3.22** Factor de seguridad en bancada.

Fuente: Autor.

**Tabla 3.16 Resultados de simulaciones en bancada.**

	<b>MÍNIMO</b>	<b>MÁXIMO</b>
<b>ESFUERZO</b>	0.0084105 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	129.457 N/mm <sup>2</sup> (MPa)
<b>DEFORMACIÓN</b>	0 mm	4.13143 mm
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	1.93115	1000

Fuente: Autor.

### 3.5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE GIRO

De tal manera que el motor a ser reparado pueda girar como es la necesidad del cliente, se ha determinado diseñar un sistema de giro acorde a las exigencias de carga, es necesario iniciar con el diseño de un eje, el cual transmitirá el movimiento, este eje forma un conjunto con un disco el cual servirá para acoplar las placas universales que se diseñara más adelante.

Para que el disco-eje gire de manera correcta, se seleccionaran elementos de rodamiento en base al diámetro del eje necesario para soportar la carga, como ya se había analizado anteriormente los perfiles UPAM que conforman las columnas tienen una medida estándar, por lo tanto los rodamientos tienen que ir instalados en la placa soporte previamente diseñada para estos.

### 3.5.4.1 TORQUE REQUERIDO PARA EL GIRO DEL MOTOR

En base a la figura 3.23 el torque ( $T_{giro}$ ) requerido para girar el motor a reparar viene dado por:

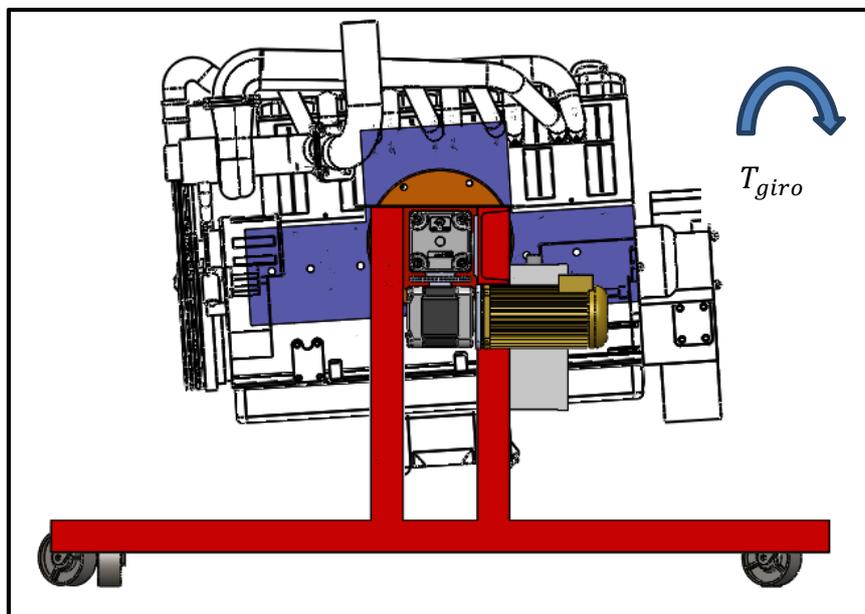
$$T_{giro} = W_{max} \cdot d_1$$

$$T_{giro} = 10000 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm}$$

$$T_{giro} = 500000 \text{ Nmm} = 500 \text{ N.m}$$

**Dónde:**

$d_1$  = Distancia perpendicular desde el centro de giro hasta el centro de gravedad (CG) del motor más pesado.



**Figura 3.23 Torque requerido para el giro del motor.**

Fuente: Autor.

### 3.5.4.2 DISEÑO DEL DISCO EJE

En la imagen siguiente se describe las medidas y los puntos de carga donde estarán los rodamientos.

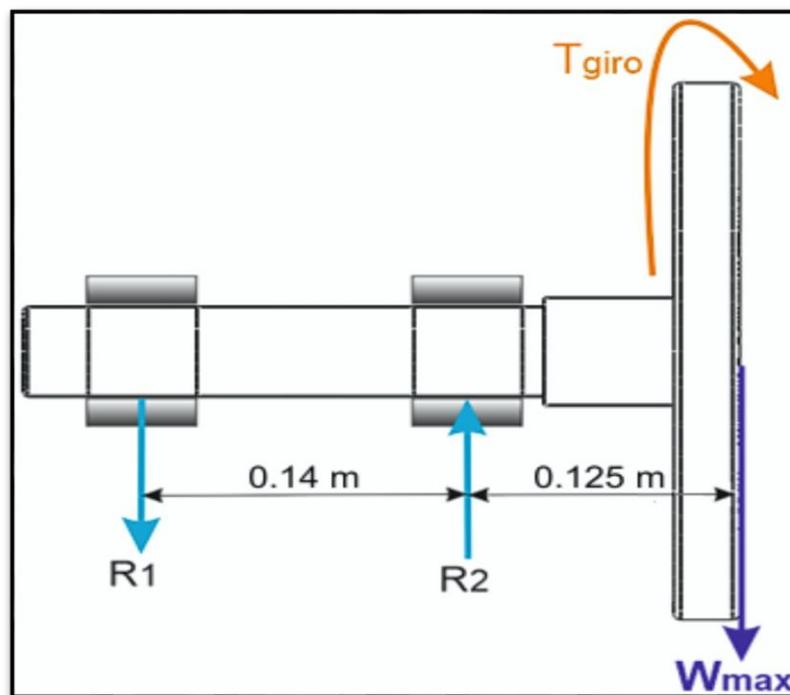


Figura 3.24 Cargas en el eje de transmisión.

Fuente: Autor,

### CARGAS

$$\sum M_1 = 0$$

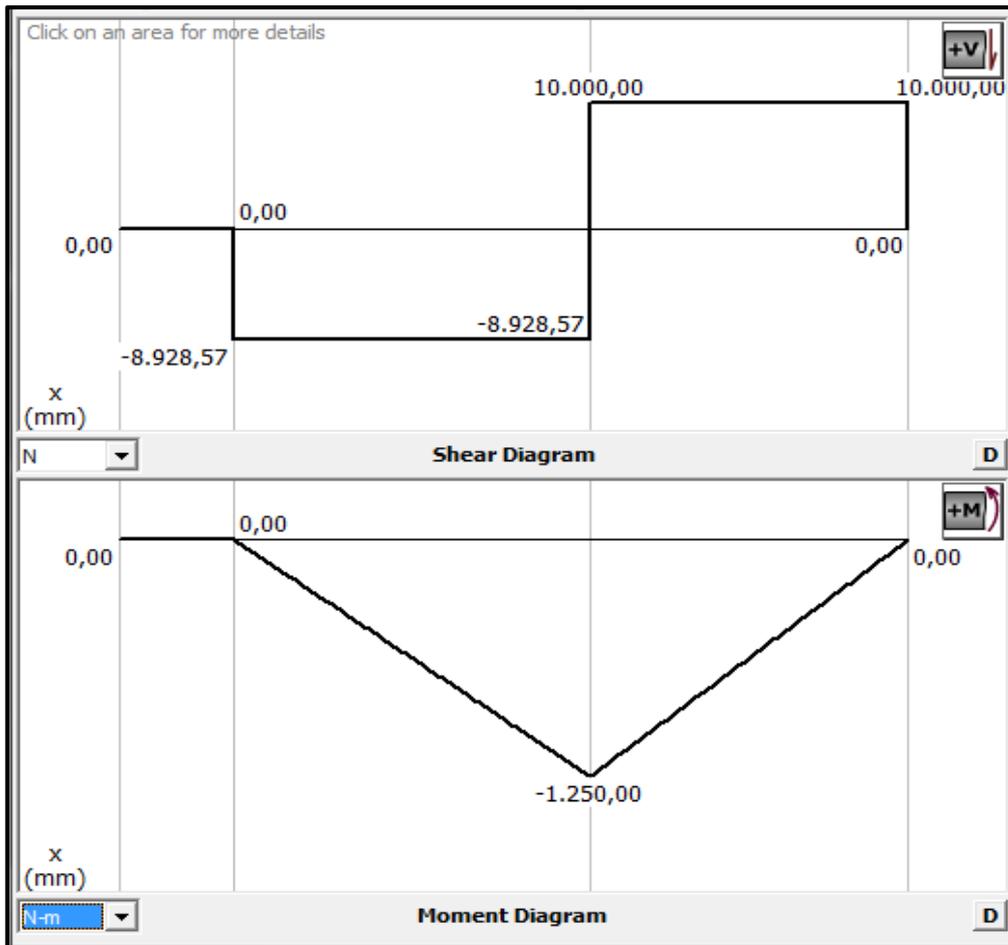
$$0.14 \cdot R_2 - 0.265 \cdot 10000 \text{ N} = 0$$

$$R_2 = 18928.6 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_1 + R_2 - 10000 = 0$$

$$R_1 = 8928.6 \text{ N}$$



**Figura 3.25 Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos en el eje de transmisión.**

Fuente: MDsolids.

Con  $M_{max} = 1250 \text{ Nm}$ ,  $T_{giro} = 500 \text{ Nm}$  y factor de diseño  $FS = 2$ , se determina el diámetro del eje utilizando la ecuación para el diseño de flechas sujetas a cargas de flexión y torsión mediante la teoría de la energía de distorsión obtenida del texto<sup>5</sup>

$$\phi_{eje} = \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \left( M_{max}^2 + \frac{3}{4} T_{giro}^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 250 \cdot 10^6} \left( 1250^2 + \frac{3}{4} 500^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = 0.0476 \text{ m} = 47.6 \text{ mm}$$

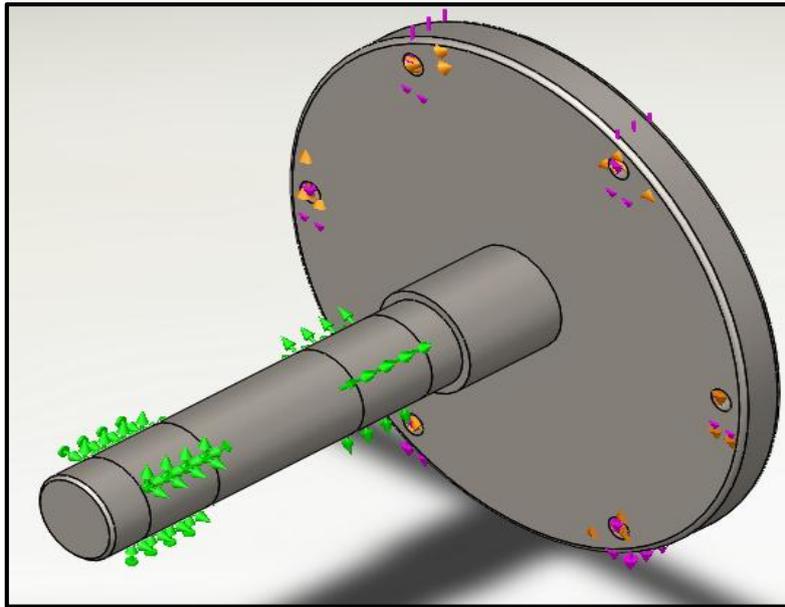
Por lo tanto, se selecciona un eje con un diámetro estándar de 50 mm

### 3.5.4.2.1 DISEÑO DEL DISCO EJE EN SOLID WORKS

Tal como fue diseñada la bancada usando el software Solid Works, de la misma manera se aplicara esta herramienta para el disco eje, y para todos los elementos de invención propia.

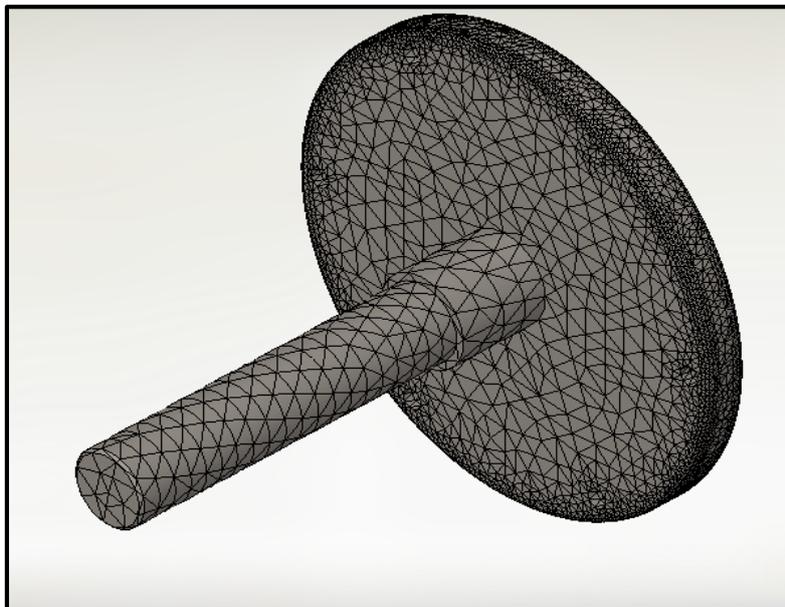
---

<sup>5</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Joseph Shigley, Octava edición, Capitulo 7.



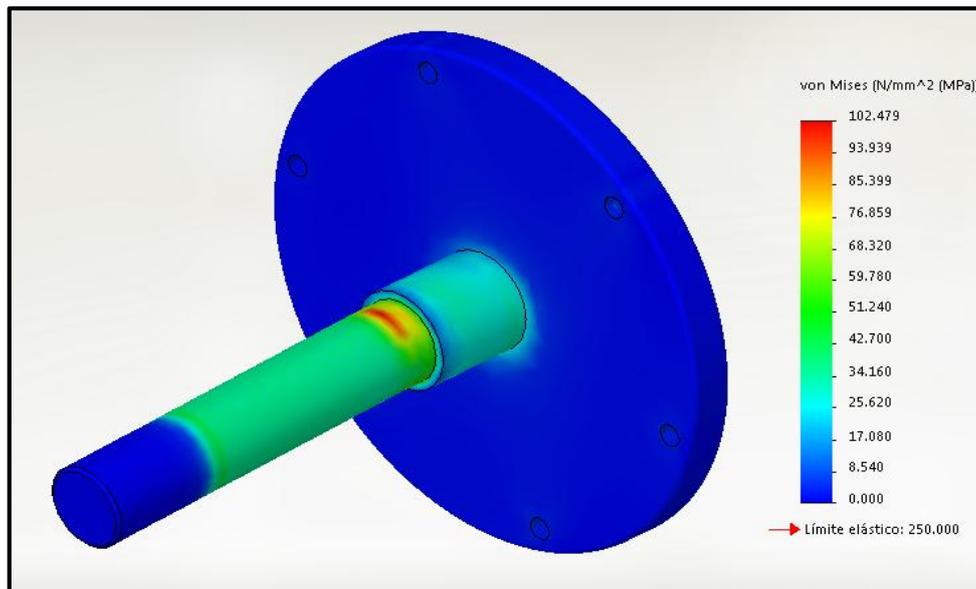
**Figura 3.26** Aplicación de cargas y restricciones en disco eje.

Fuente: Autor.



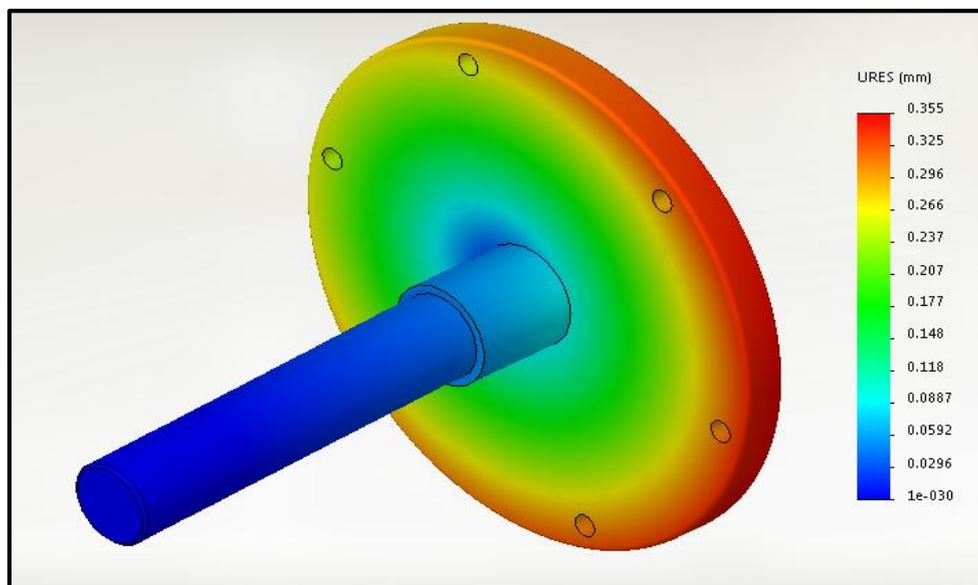
**Figura 3.27** Mallado de disco eje.

Fuente: Autor.



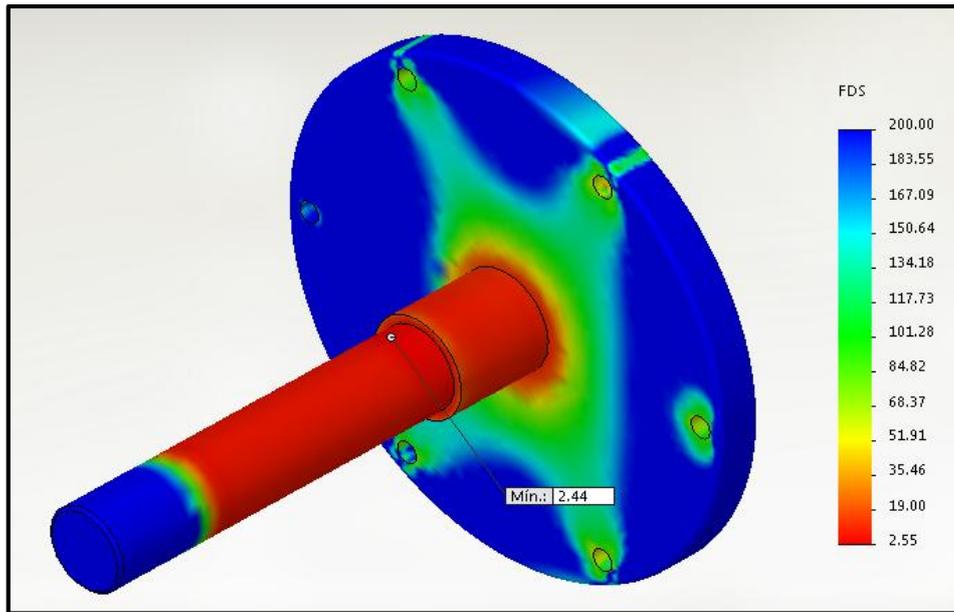
**Figura 3.28** Aplicación de esfuerzo de Von Mises en disco eje.

Fuente: Autor.



**Figura 3.29** Aplicación de deformaciones en disco eje.

Fuente: Autor.



**Figura 3.30** Factor de seguridad en disco eje.

Fuente: Autor.

**Tabla 3.17** Resultados de simulaciones en disco eje.

	<b>MÍNIMO</b>	<b>MÁXIMO</b>
<b>ESFUERZO</b>	9.88372e-005 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	102.479 N/mm <sup>2</sup> (MPa)
<b>DEFORMACIÓN</b>	0 mm	0.354907 mm
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	2.43952	1000

Fuente: Autor.

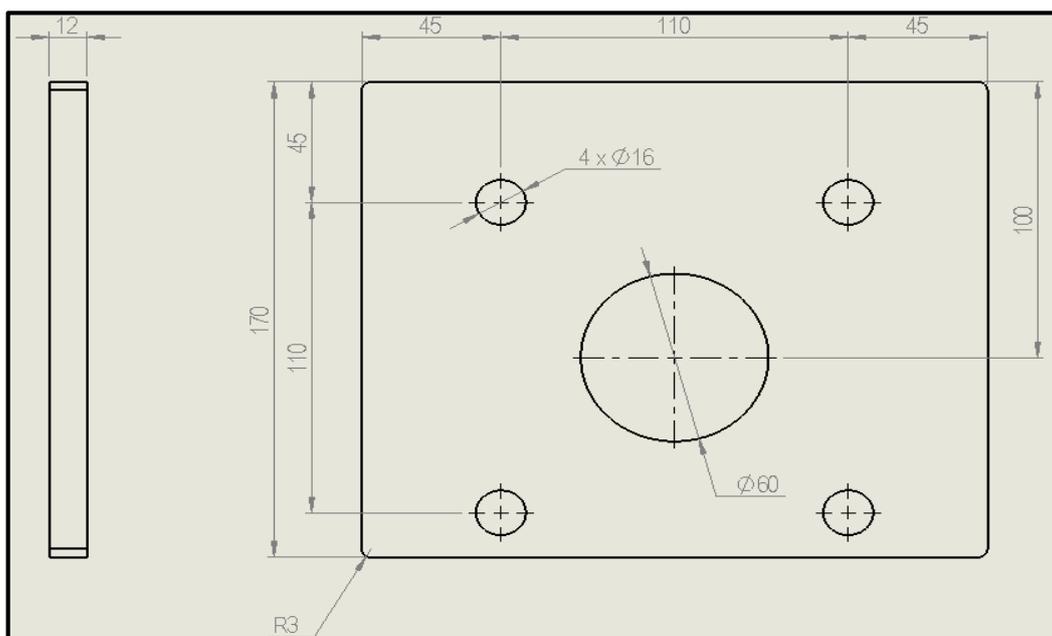
### 3.5.4.3 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PRINCIPALES

Una vez que se ha calculado el diámetro mínimo del eje, es necesario seleccionar los rodamientos principales donde se va a alojar dicho eje, para lo cual se toma en cuenta la capacidad de rodamiento según vida útil.

Para este caso el régimen de giro es muy bajo por lo tanto se decide seleccionar la chumacera tipo FE211 del catálogo de SNR (Anexo C).

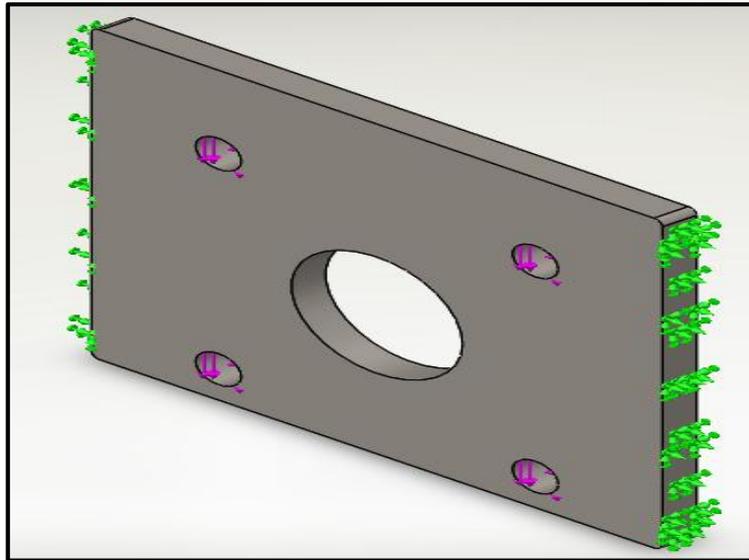
### 3.5.4.4 DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE PARA LAS CHUMACERAS.

La placa que sujeta a las chumaceras se diseñara a partir del material ASTM A36, se debe tomar la forma de la chumacera y las medidas entre columnas principales, se utilizara el software Solid Works para este efecto.



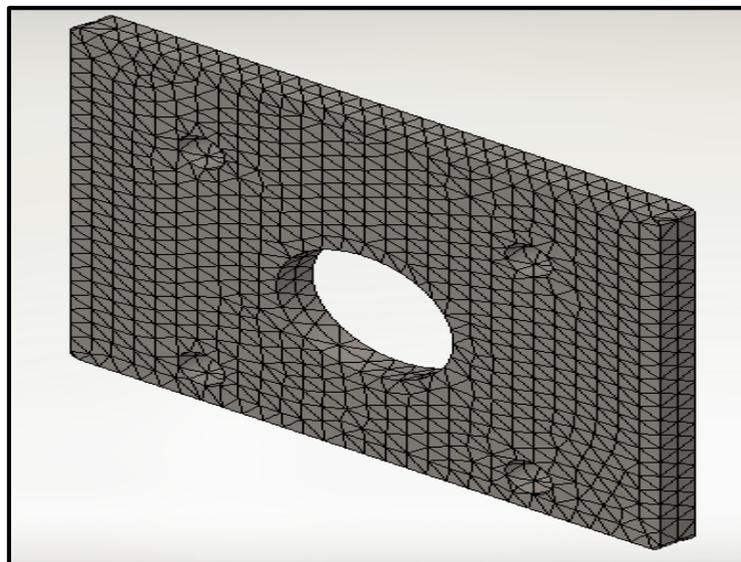
**Figura 3.31** Diseño preliminar de la placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.



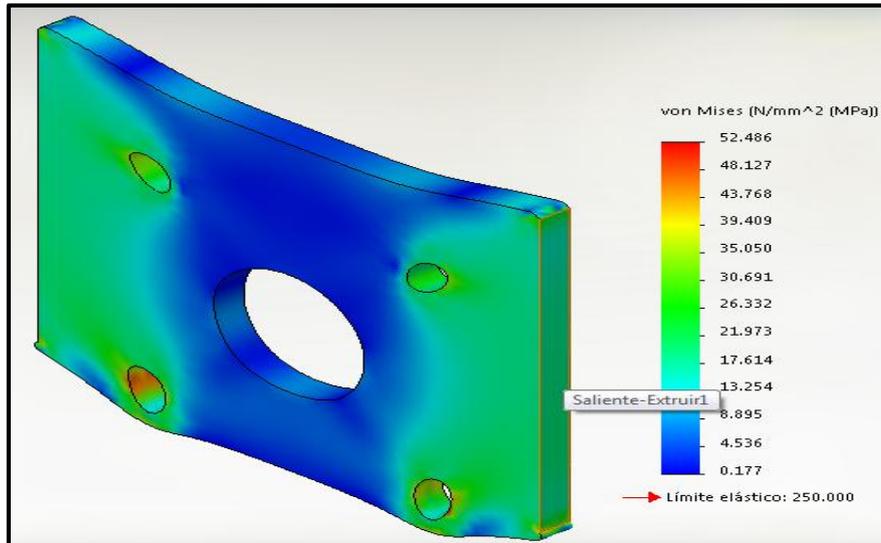
**Figura 3.32** Aplicación de cargas y restricciones en placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.



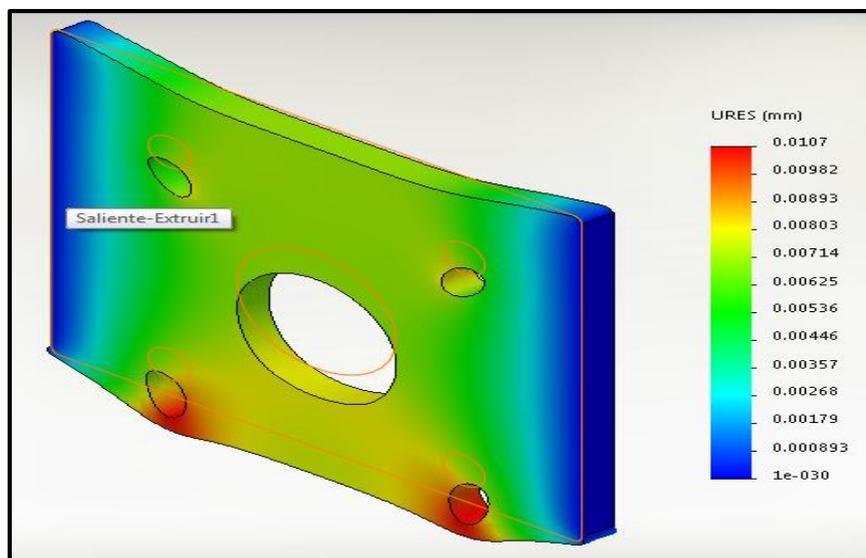
**Figura 3.33** Mallado de placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.



**Figura 3.34** Aplicación de esfuerzo de Von Misses en placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.



**Figura 3.35** Aplicación de deformaciones en placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.

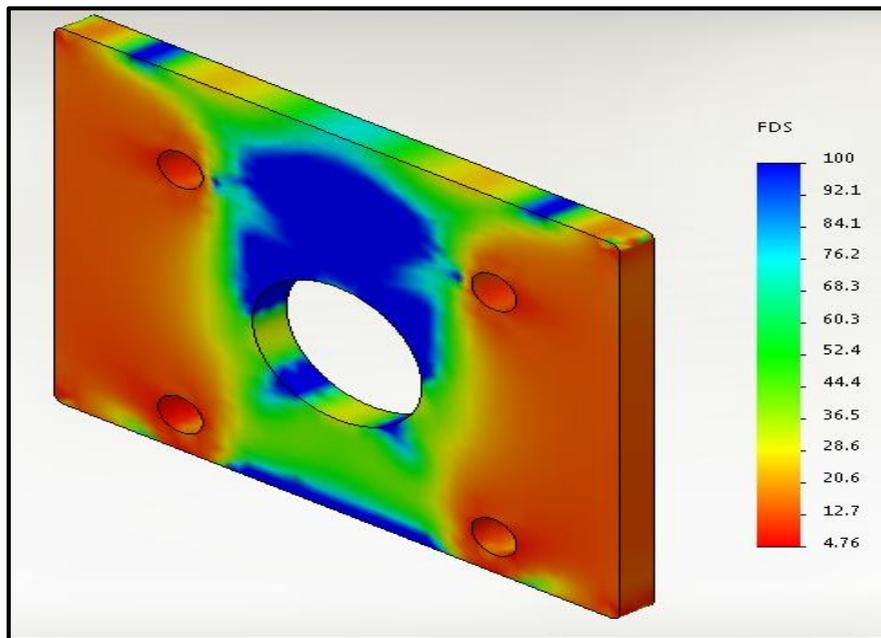


Figura 3.36 Factor de seguridad en placa soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.

Tabla 3.18 Resultados de simulaciones en placa soporte para chumaceras.

	MÍNIMO	MÁXIMO
<b>ESFUERZO</b>	0.17738 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	52.4858 N/mm <sup>2</sup> (MPa)
<b>DEFORMACIÓN</b>	0 mm	0.0107132 mm
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	4.76319	100

Fuente: Autor.

### 3.5.4.5 SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Por razones de factibilidad en costo y mercado, para generar el movimiento de giro del motor diésel se utilizará un motor eléctrico de 1800 rpm; a continuación se determina la relación de transmisión ( $i_T$ ) requerida en el sistema de transmisión para obtener una velocidad de giro del motor máximo de 5 rpm.

$$i_T = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{max}} = \frac{1800 \text{ rpm}}{5 \text{ rpm}}$$

$$i_T = 360$$

Debido a que no existen reductores de velocidad comerciales con una relación de transmisión igual a la calculada, se considera utilizar dos reductores de iguales características. La relación de velocidad requerida en cada uno viene dado por:

$$i = \sqrt{360} = 18.98$$

Por disponibilidad en el mercado se opta por dos reductores con una relación de transmisión  $i_{red} = 20$  cada uno y del tipo de tornillo sin fin ya que este sistema garantiza el autobloqueo en el giro del motor diésel.

El torque requerido a la salida del primer reductor de velocidad se obtiene a partir de:

$$T_{red} = \frac{T_{giro}}{i_{red}} = \frac{500 \text{ Nm}}{20}$$

$$T_{red} = 25 \text{ Nm}$$

En el catálogo de reductores de velocidad ROSSI (Anexo D) se selecciona el reductor MR V 40 U03A que tiene una relación de transmisión de 20 y un torque de salida de 25.4 Nm.

A partir de los parámetros calculados se determina la velocidad de giro real del motor diésel:

$$\omega_{giro} = \frac{\omega_{motor}}{i_T} = \frac{1800 \text{ rpm}}{20 \cdot 20}$$

$$\omega_{giro} = 4.5 \text{ rpm} = 0.471 \text{ rad/s}$$

Las diferentes características del reductor de velocidad seleccionado se presentan en el Anexo D.

#### **3.5.4.6 SELECCIÓN DE LA CUÑA**

El reductor de velocidad mostrado en el anexo D, tiene medidas estándar para alojamiento de cuña, por lo tanto únicamente es necesario seleccionar el material del que estará hecha la cuña, en nuestro caso se seleccionara el ASTM A36, por disponibilidad en el mercado y medidas convenientes.

### 3.5.4.7 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

De acuerdo con los datos del Anexo D, el rendimiento del reductor de velocidad ( $\eta_{red}$ ) es de 0.797, por lo que el torque mínimo ( $T_{motor}$ ) requerido en el motor eléctrico es:

$$T_{motor} = \frac{T_{giro}}{i_T \cdot \eta_{red}} = \frac{500 \text{ Nm}}{20 \cdot 20 \cdot 0.797}$$

$$T_{motor} = 1.568 \text{ Nm}$$

La potencia requerida en el motor eléctrico viene dado por:

$$P_{mot} = T_{motor} \cdot \omega_{motor} = 1.568 \text{ Nm} \cdot 1800 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$P_{mot} = 295.56 \text{ W}$$

Por lo tanto, del catálogo de motor reductores ROSSI se selecciona el motor 71A 277.480 que tiene una potencia nominal de 300 W, torque nominal de 1.72 Nm y torque de arranque de 4.5 Nm.

### 3.5.4.8 DISEÑO DE LA PLACA INTERCAMBIABLE

Para el diseño de las placas de sujeción, cumpliendo el objetivo de otorgar universalidad al proyecto es necesario analizar las medidas de los

blocks de los motores diésel, cada placa servirá para cada motor, en la tabla siguiente se puede observar la recopilación de información requerida

Para que el movimiento del motor a ser reparado sea óptimo en relación con el dimensionamiento del soporte, es necesario ubicar la sujeción en el centro del block, de esta manera el giro es uniforme.

Por disponibilidad en el mercado, facilidad de maquinado y costos, la placa de sujeción se fabricará con plancha de acero estructural ASTM A36 de 6.35 mm. de espesor.

#### **3.5.4.8.1 MEDIDAS ESTÁNDAR DE BLOCKS DE MOTORES QUE LA EMPRESA REPARA**

En base a la necesidad de la empresa de reparar varios motores diésel y una vez que se ha determinado que la mejor manera de sujetar a un motor es de forma transversal, es necesario conocer las medidas de cada motor para decidir la forma en que se sujetaran al soporte. Para eso se presentara la tabla siguiente:

**Tabla 3.19 Medidas estándar de blocks de motores que la empresa repara.**

	<b>NTC350</b>	<b>4BT</b>	<b>6BT</b>	<b>DT360</b>	<b>SERIE 60</b>	<b>3108</b>
<b>LADO ADMISIÓN</b>						
Distancia vertical entre pernos árbol de levas	17cm	14cm	14cm	15cm	n/a	12.5cm
Distancia horizontal entre pernos árbol de levas	18cm	16cm	16cm	15cm	n/a	13.8cm
<b>LADO ESCAPE</b>						
Distancia horizontal entre pernos enfriador aceite	8cm	7cm	7cm	n/a	8 cm	n/a
Distancia horizontal entre pernos línea principal de aceite	20cm	10cm	1 cm	16.5cm	2 cm	18cm

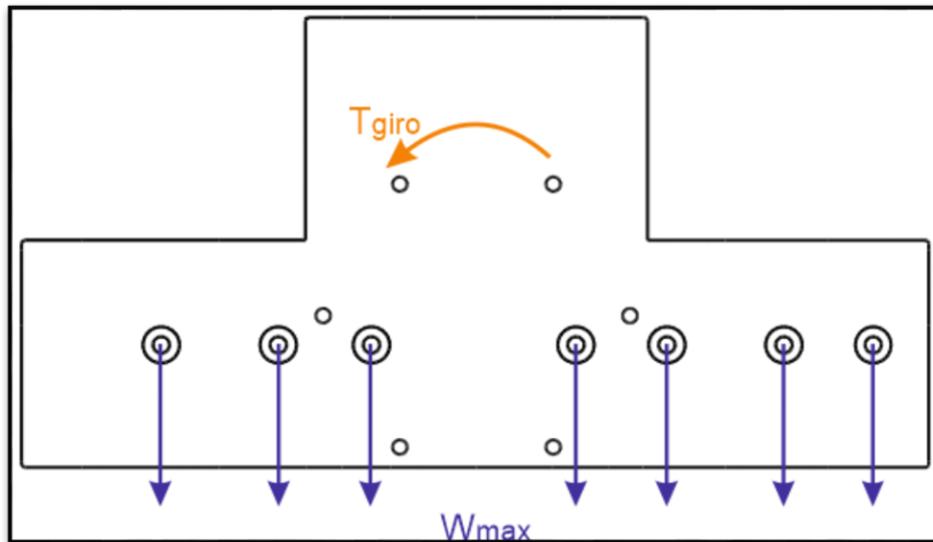
Fuente: Autor.

Una vez recopilada esta información es necesario analizar, que de acuerdo al motor se diseñara el elemento de sujeción.

Como se había establecido para ejemplo de diseño, se utilizara la correspondiente al motor Cummins NTC 350 en los orificios donde va ubicado el enfriador de aceite, esta placa a la vez que sujeta al motor, se acopla al eje de transmisión para proporcionarle el movimiento de giro durante la reparación, por lo que tiene la geometría adecuada para un fácil montaje y desmontaje.

## CARGAS

Como se muestra en la figura 3.37 la placa intercambiable debe ser capaz de resistir tanto el peso del motor diésel como el torque requerido para girar el mismo.

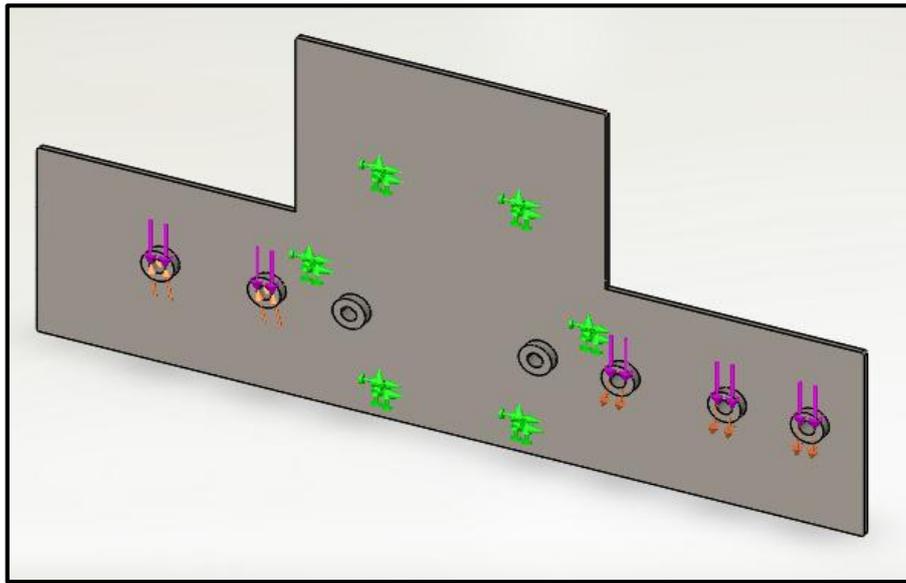


**Figura 3.37 Cargas sobre la placa intercambiable.**

Fuente: Autor.

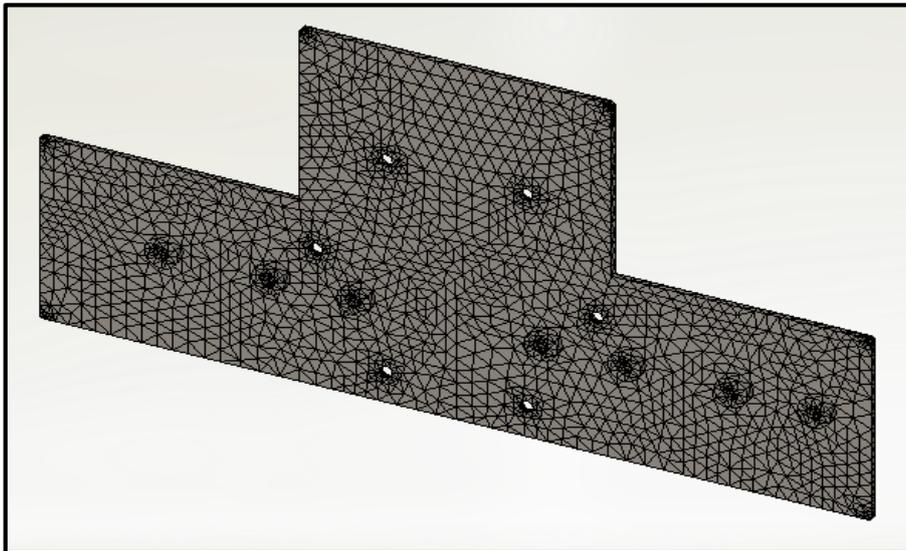
## ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Debido a las varias cargas que actúan en la placa, el análisis de esfuerzos se realiza con la ayuda de software de Ingeniería Asistida por Computador (CAE), específicamente mediante los solvers de Análisis por Elementos Finitos (FEA) del programa SolidWorks Simulation.



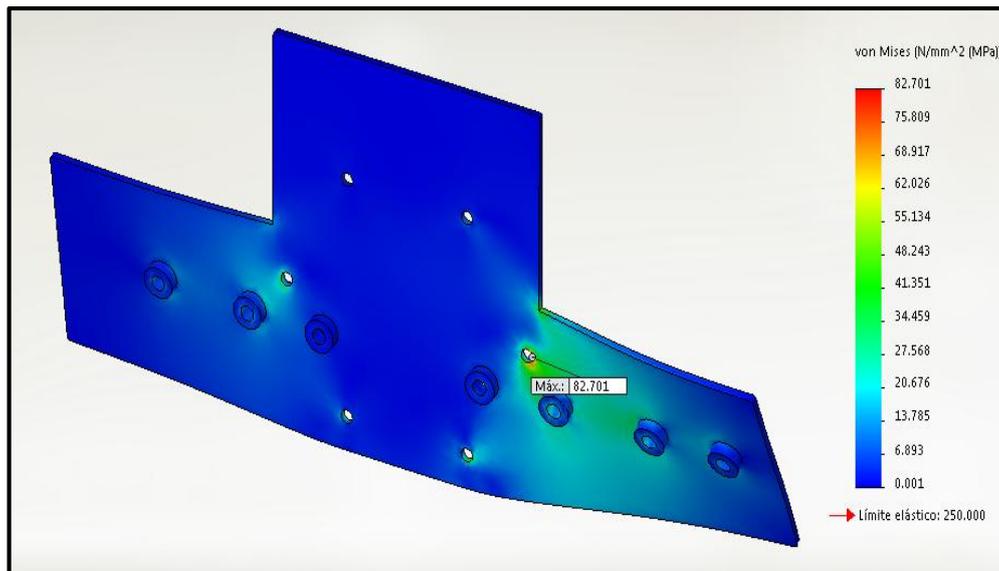
**Figura 3.38** Aplicación de cargas y restricciones en placa intercambiable.

Fuente: Autor.



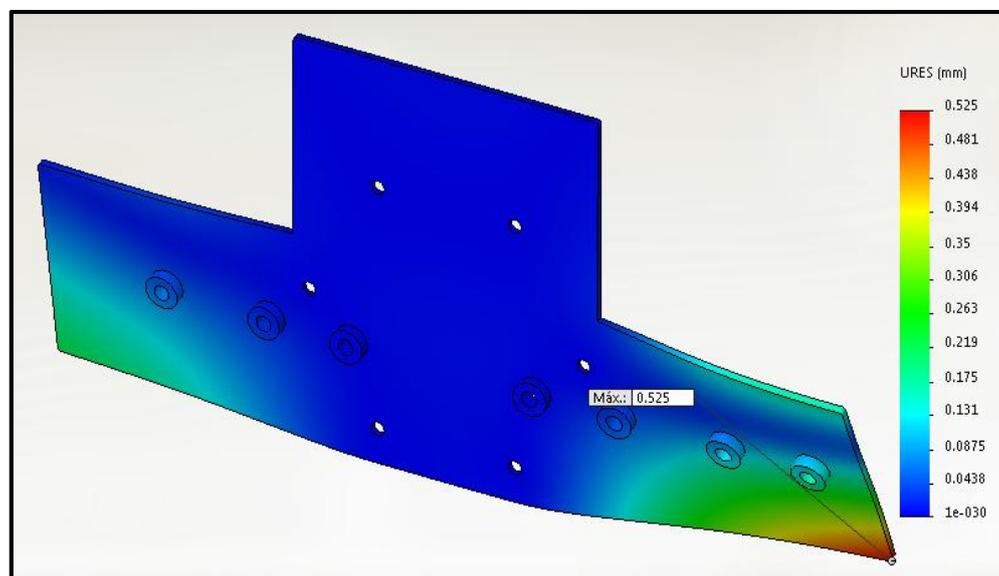
**Figura 3.39** Mallado de placa intercambiable.

Fuente: Autor.



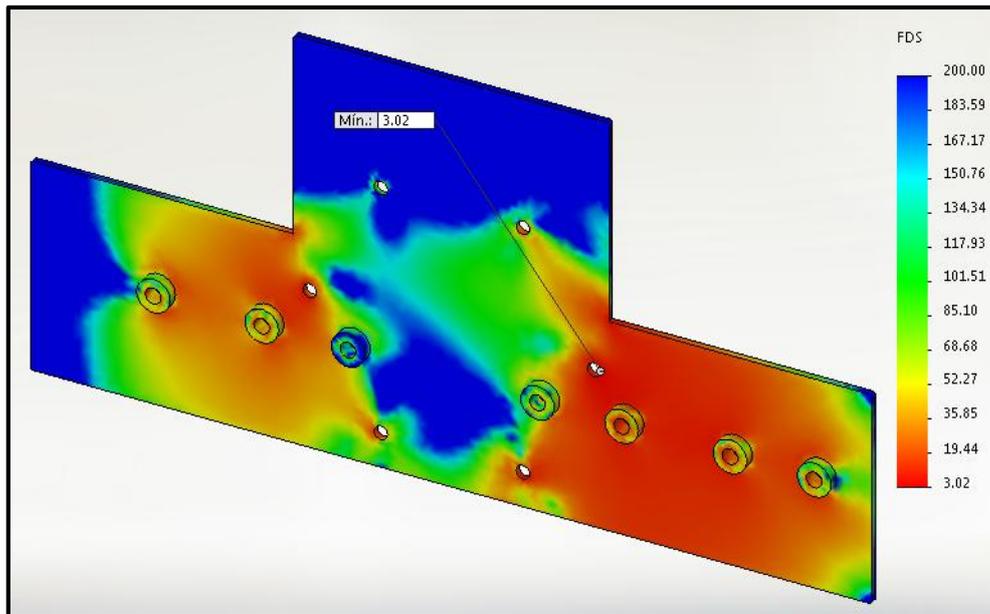
**Figura 3.40** Aplicación de esfuerzo de Von Mises en placa intercambiable.

Fuente: Autor.



**Figura 3.41** Aplicación de deformaciones en placa intercambiable.

Fuente: Autor.



**Figura 3.42 Factor de seguridad en placa intercambiable.**

Fuente: Autor.

**Tabla 3.20 Resultados de simulaciones en placa intercambiable.**

	MÍNIMO	MÁXIMO
<b>ESFUERZO</b>	0.00127369 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	82.7006 N/mm <sup>2</sup> (MPa)
<b>DEFORMACIÓN</b>	0 mm	0.525057 mm
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	3.02295	1000

Fuente: Autor.

#### **3.5.4.9 DISEÑO DEL MECANISMO DE SEGURIDAD.**

Tomando en cuenta el Modulo 1, el cual determina que exista un pin de bloqueo a manera de mecanismo de seguridad, se presentaran los siguientes criterios.

### 3.5.3.5.1 DISEÑO DEL PIN DE BLOQUEO DE GIRO

Este elemento bloquea el giro del eje de transmisión cuando el motor eléctrico se apaga, garantizando que el motor a reparar se mantenga en una posición fija.

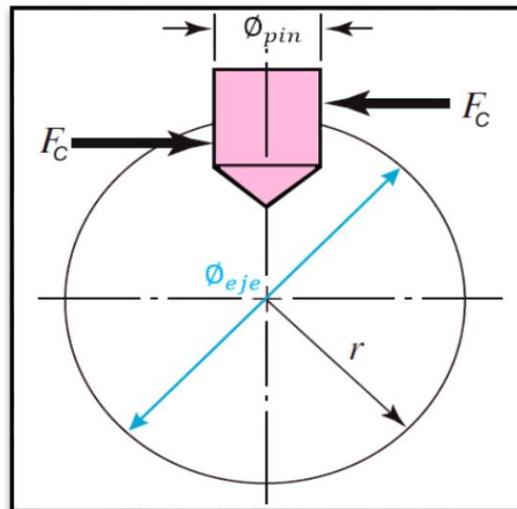
Por disponibilidad en el mercado este elemento se fabricará a partir de un perno de acero Grado SAE 5 de ½ pulg. cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 2.6 y son:

$$S_y = 92 \text{ Mpa} = 634.3 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 120 \text{ Mpa} = 827.3 \text{ MPa}$$

### CARGAS

Este pin está sometido a un esfuerzo cortante debido a la fuerza de corte  $F_c$  que se genera por el torque  $T_{giro}$  requerido para girar el motor diésel (figura 3.43)



**Figura 3.43 Cargas que actúan sobre el pin de bloqueo.**

Fuente: Autor.

$$F_C = \frac{T_{giro}}{r} = \frac{2 \cdot T_{giro}}{\phi_{eje2}}$$

$$F_C = \frac{2 \cdot 500 \text{ Nm}}{0.06 \text{ m}}$$

$$F_C = 16666,7 \text{ N}$$

**Dónde:**

$\phi_{eje2}$  = Diámetro del eje de transmisión en la sección de pin = 60 mm

## ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Para un pin de 12 mm de diámetro, el esfuerzo cortante en el pin viene dado por:

$$\tau_c = \frac{F_C}{A_C} = \frac{4 \cdot F_C}{\pi \cdot \phi_{pin}^2}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 16666.7}{\pi \cdot 0.012^2}$$

$$\tau_c = 147.36 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 147.36 \text{ Mpa}$$

Mediante el círculo de Mohr se obtiene los siguientes esfuerzos principales (Anexo G):

$$\sigma_1 = 147.36 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 147.36 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{max} = 147.36 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_1 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_c^2} = 1.732 \cdot \tau_c = 1.732 \cdot 147.36$$

$$\sigma' = 255.25 \text{ MPa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Deformación tomada del texto <sup>6</sup>, se tiene que el factor de seguridad (*FS*) viene dado por:

---

<sup>6</sup>DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Joseph Shigley, Segunda edición, Capítulo 6.

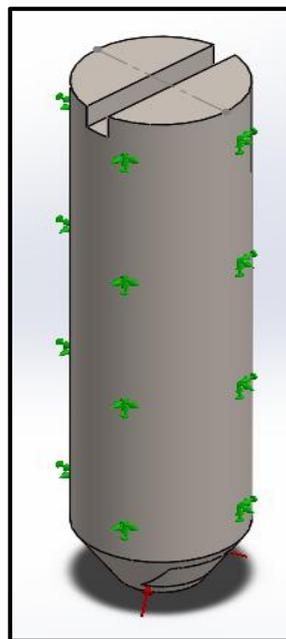
$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = \frac{634.3 \text{ MPa}}{255.25 \text{ MPa}}$$

$$FS = 2.48$$

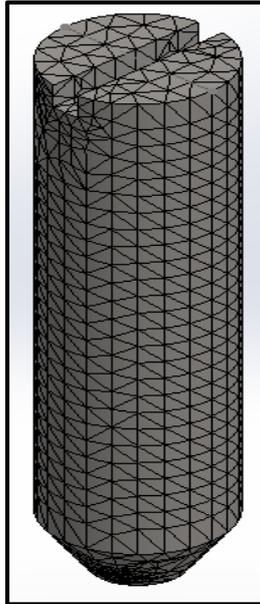
Por lo tanto, el diámetro del pin de 12 mm, es el adecuado.

### DISEÑO DEL PIN DE BLOQUEO EN SOLID WORKS



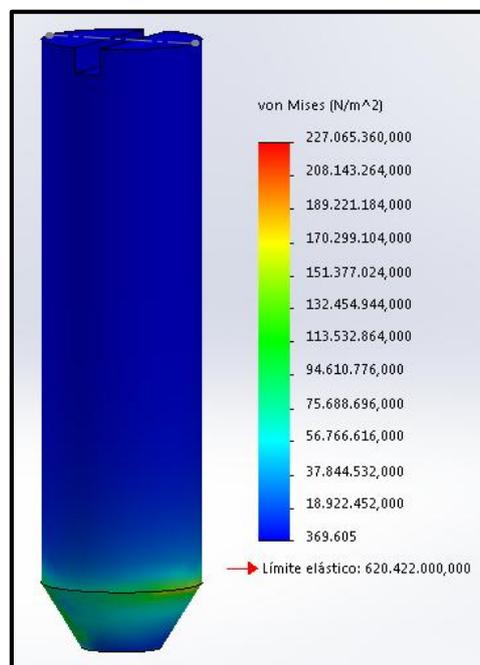
**Figura 3.44** Aplicación de cargas y restricciones en pin de bloqueo.

Fuente: Autor.



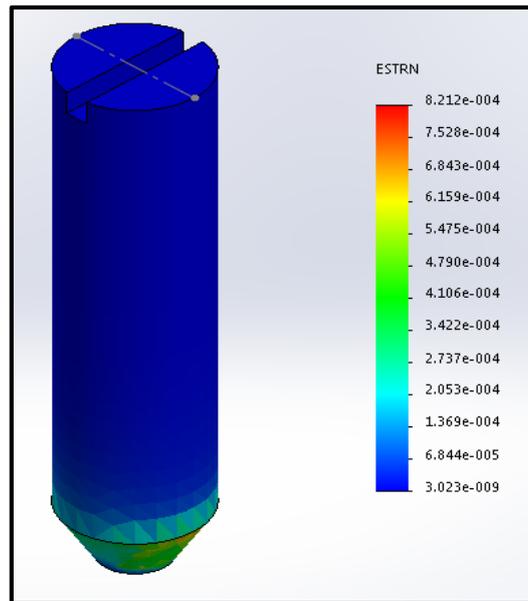
**Figura 3.45** Mallado de pin de bloqueo.

Fuente: Autor.



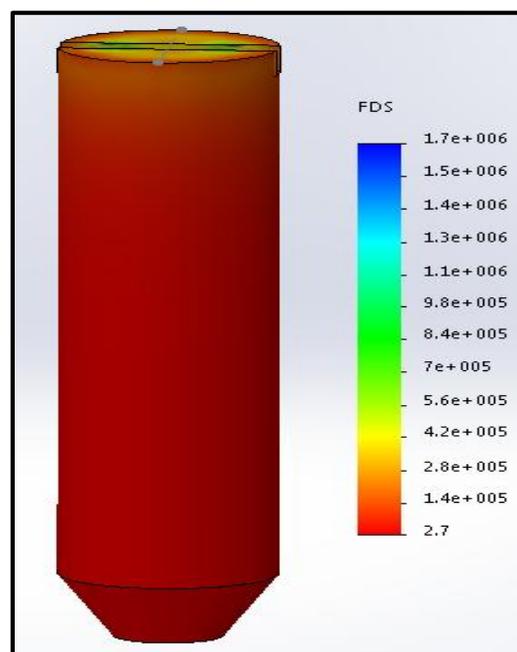
**Figura 3.46** Aplicación de esfuerzo de Von Mises en pin de bloqueo.

Fuente: Autor.



**Figura 3.47** Aplicación de deformaciones en pin de bloqueo.

Fuente: Autor.



**Figura 3.48** Factor de seguridad en pin de bloqueo.

Fuente: Autor.

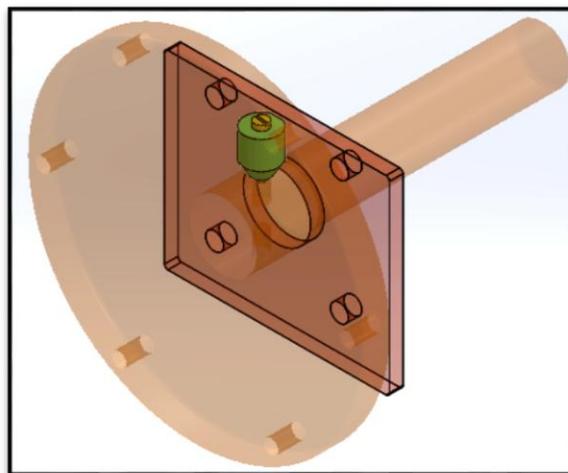
**Tabla 3.21 Resultados de simulaciones en pin de bloqueo.**

	<b>MÍNIMO</b>	<b>MÁXIMO</b>
<b>ESFUERZO</b>	0.00127369 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	82.7006 N/mm <sup>2</sup> (MPa)
<b>DEFORMACIÓN</b>	0 mm	0.525057 mm
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	2.7	1000

Fuente: Autor.

#### 3.5.4.9.2 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL PIN

Como se muestra en la figura 3.44, en este cilindro se introduce el pin de bloqueo de giro del motor para atornillarse al eje de transmisión.



**Figura 3.49 Alojamiento del pin de bloqueo.**

Fuente: Autor.

Por disponibilidad en el mercado, facilidad de maquinado y costos, este elemento se fabricará de acero estructural ASTM A36.

## CARGAS

Al igual que el pin, este elemento se encuentra sometido a esfuerzo de corte debido a la fuerza  $F_C$ , por lo tanto aplicando la Teoría de la Energía de Deformación se determina el diámetro exterior mínimo  $\phi_E$  requerido para que resista los esfuerzos generados.

## ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Para un pin de 12 mm de diámetro, el esfuerzo cortante en el pin viene dado por:

$$\tau_c = \frac{F_C}{A_C} = \frac{4 \cdot F_C}{\pi \cdot (\phi_E^2 - \phi_I^2)}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 16666.7}{\pi \cdot (\phi_E^2 - \phi_I^2)}$$

$$\tau_c = \frac{21220.7}{(\phi_E^2 - \phi_I^2)}$$

**Dónde:**

$\phi_E$  = Diámetro exterior del cilindro

$\phi_I$  = Diámetro interior del cilindro = diámetro del pin = 12 mm

El esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_c^2} = 1.732 \cdot \frac{21220.7}{(\phi_E^2 - \phi_I^2)}$$

$$\sigma' = \frac{36755.3}{(\phi_E^2 - \phi_I^2)}$$

Reemplazando en la ecuación del factor de seguridad se tiene:

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

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{\frac{36755.3}{(\phi_E^2 - \phi_I^2)}}$$

$$(\phi_E^2 - \phi_I^2) = \frac{2 \cdot 36755.3}{250}$$

$$\phi_E = \sqrt{294.04 + 12^2}$$

$$\phi_E = 20.93 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se toma un diámetro exterior del cilindro de alojamiento del pin de 30 mm.

### 3.5.5 SELECCIÓN DE LAS GARRUCHAS

Una de las necesidades del cliente es que la maquina pueda ser trasladada a cualquier punto del taller, para lo cual es necesario acoplar elementos de rodamiento, en este caso la mejor opción es el uso de garruchas aseguradas al soporte por medio de pernos y tuercas.

Como ya se había analizado anteriormente el soporte debe soportar una carga de máximo 1000 kg, o 100000N, para lo cual se debe seleccionar la garrucha acorde a este peso, dividido para cuatro porque son cuatro puntos de contacto con el piso.

Siendo así, cada garrucha tendría que soportar 250 kg. En el catálogo de Ruedas y Garruchas, empresa nacional que vende estos elementos podemos seleccionar la opción más viable.




## GUIA PARA SELECCIONAR RUEDAS

✓ RECOMENDABLE   
 ✗ NO RECOMENDABLE   
 ? CONSULTAR CON NUESTRO DEPARTAMENTO TECNICO

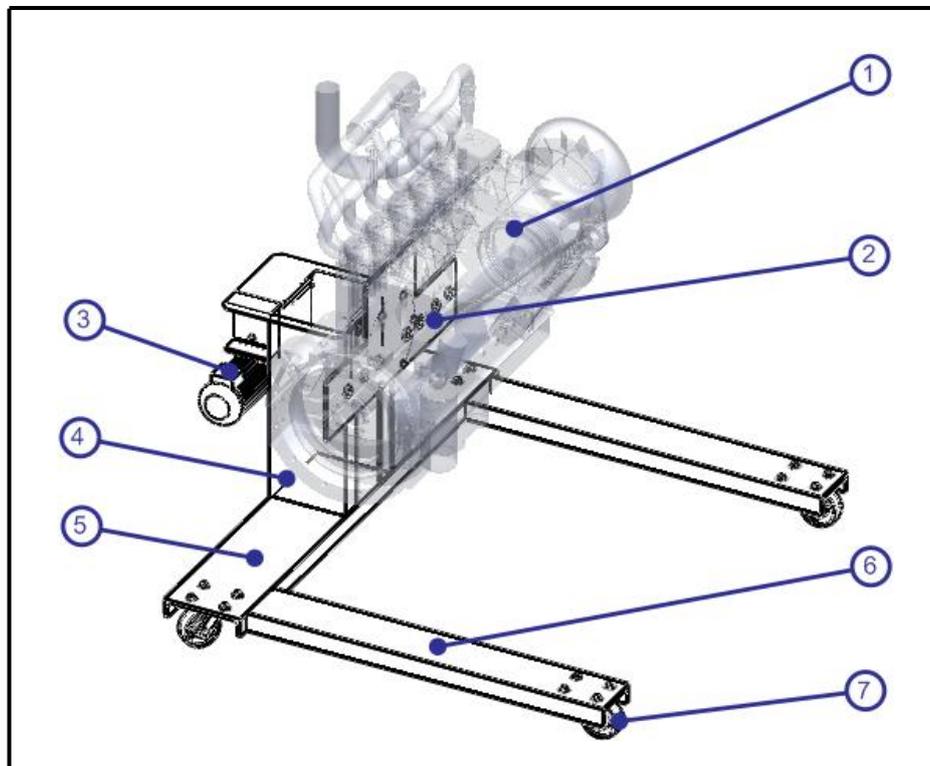
TIPO DE RUEDA	CAPACIDAD DE CARGA KG.	SUPERFICIE DE TRABAJO												CONDICIONES AMBIENTALES										DUREZA (SHORE)  A-SHORE R-ROCKWELL BHN - BRINELL
		ACERO CORRUGADO	ALFOMBRA	ASFALTO	BALDOSA - LOSETA	CERAMICAS -MAYOLICAS	CONCRETO	LADRILLO VITRIFICADO	MADERA	TAPETE PLASTICO	ACEITE INDUSTRIAL	AMORTIGUACION DE CARGA	CONTACTO CON VAPOR	GRASAS ANIMALES	PROTECCION DE PISO	QUIMICOS	SUPERFICIE HUMEDA	TEMPERATURA ALTA	TRABAJO SILENCIOSO	VIRUTA METALICA				
AF	150-250	✓	?	?	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✗	✗	✓	?	✗	✗	✓	✗	75-80 A			
BA	50-500	✓	✗	✓	✗	✗	✓	✗	✗	✗	✓	✗	✓	✓	✗	?	?	?	✗	✓	214-230 BHN			
BF	65-450	✗	?	✗	✓	✓	✓	?	✓	✓	✗	✓	✗	✗	✓	✗	?	✗	✓	✗	75-80 A			
NEUMÁTICA	90-150	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✗	✗	✓	✗	✓	✗	✓	✗	65-70 A				
NYLON	100-150	✗	✓	✓	✓	✗	✓	✗	✓	✗	✓	✓	✓	✓	?	✓	?	✗	✓	60-70 D				
PB	55-230	?	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✓	✓	✓	?	✓	✗	✓	✓	70-80 A				
PR	75-500	✗	✓	✓	✓	✗	✓	✓	✗	✓	✗	✓	✓	✗	?	✓	?	✗	✓	50-60 D				
PU	75-680	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✓	?	?	✓	?	✗	✗	90 A				
SC	400-1.200	?	✓	✓	✓	✓	?	?	✗	✓	✗	?	✓	?	?	?	✗	✗	✓	90 A				
ALTA TEMPERATURA	180-680	✗	✓	✓	✓	✗	✓	✗	✓	✓	✗	✓	✓	✗	?	✓	✓	✗	✓	50 D				
MÉDICA	80-160	✗	✓	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✓	✓	✓	?	✓	?	✓	✗	70 A				

**Figura 3.50 Catálogo de garruchas.**

Fuente: [www.ruedasygarruchas.com.ec](http://www.ruedasygarruchas.com.ec)

Por sus buenas prestaciones y excelente capacidad de carga, se ha seleccionado la garrucha tipo PR de 5” de diámetro, para asegurar una movilidad cómoda y segura de la máquina.

### 3.5.6 ESQUEMA PRELIMINAR DEL SOPORTE



**Figura3.51 Esquema preliminar del soporte.**

Fuente: Autor.

1. Motor diésel.
2. Placa intercambiable de sujeción del motor diésel.
3. Conjunto de giro
4. Columna soporte.
5. Viga principal
6. Brazos estabilizadores
7. Garruchas.

## **CAPÍTULO 4**

### **4. CONSTRUCCIÓN**

#### **4.1 INTRODUCCIÓN**

En los capítulos anteriores se determinó que los diseños de los diferentes componentes del soporte automatizado de reparación, están correctos y el material elegido cumple con los requerimientos adecuadamente, en lo posterior se procederá a detallar el proceso de construcción y ensamblaje del proyecto, el mismo que cumplirá sus funciones en el taller de patio de la empresa Tracto Diésel S.A.

#### **4.2 DESCRIPCIÓN DE LAS OPERACIONES**

Para la optimizar el tiempo y los gastos en la construcción del proyecto se ha optado por aplicar diagramas de operación de proceso. Los diagramas de operación de procesos muestran todo el manejo, inspección, operaciones, almacenaje y retrasos que ocurren con cada componente durante la construcción del proyecto. Se emplean símbolos convencionales para describir los pasos del proceso.

Estos símbolos han sido adoptados por todas las organizaciones profesionales que realizan estudios de tiempos y movimientos.

#### 4.2.1 OPERACIÓN (○)

Tiene lugar una operación cuando se altera intencionadamente un objeto en cualquiera de sus características físicas o químicas, cuando es montado en otro o desmontado, o cuando se dispone o prepara para otra operación, transporte, inspección o almacenaje. También tiene lugar una operación, cuando se da o recibe información o cuando se hace un cálculo o planteamiento

#### 4.2.2 INSPECCIÓN (□)

Tiene lugar una inspección cuando se examina un objeto para su identificación o se verifica en cuanto a calidad o cantidad en cualquiera de sus características.

#### 4.2.3 TRANSPORTE (⇨)

Tiene lugar un transporte cuando se mueve un objeto de un lugar a otro, salvo cuando el movimiento forma parte de la operación o es originado por el operario en el puesto de trabajo durante una operación o una inspección.

#### 4.2.4 ALMACENAJE (▽)

Tiene lugar un almacenaje cuando se guarda o protege un objeto de forma que no se puede retirar sin la correspondiente autorización.

#### 4.2.5 RETRASO ( D )

Tiene lugar una demora cuando las circunstancias, excepto las inherentes al proceso, no permiten la ejecución inmediata de la acción siguiente, conforme a lo planeado.

#### 4.3 CODIFICACIÓN DE OPERACIONES

Para una mejor planificación del trabajo de construcción es necesario codificar cada operación con un dígito que servirá en lo posterior para identificar dicha operación en el esquema general.

**Tabla 4.1 Codificación de operaciones de manufactura**

<b>CÓDIGO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
1	Medición y trazado
2	Corte del material: Oxicorte
3	Corte del material: Sierra de ciclo
4	Limpieza de rebabas: Lima, amoladora
5	Fresado
6	Nivelado
7	Soldadura: SMAW
8	Torneado
9	Taladrado

Fuente: Autor.

#### **4.4 CURSOGRAMA SINÓPTICO DE LA CONSTRUCCIÓN**

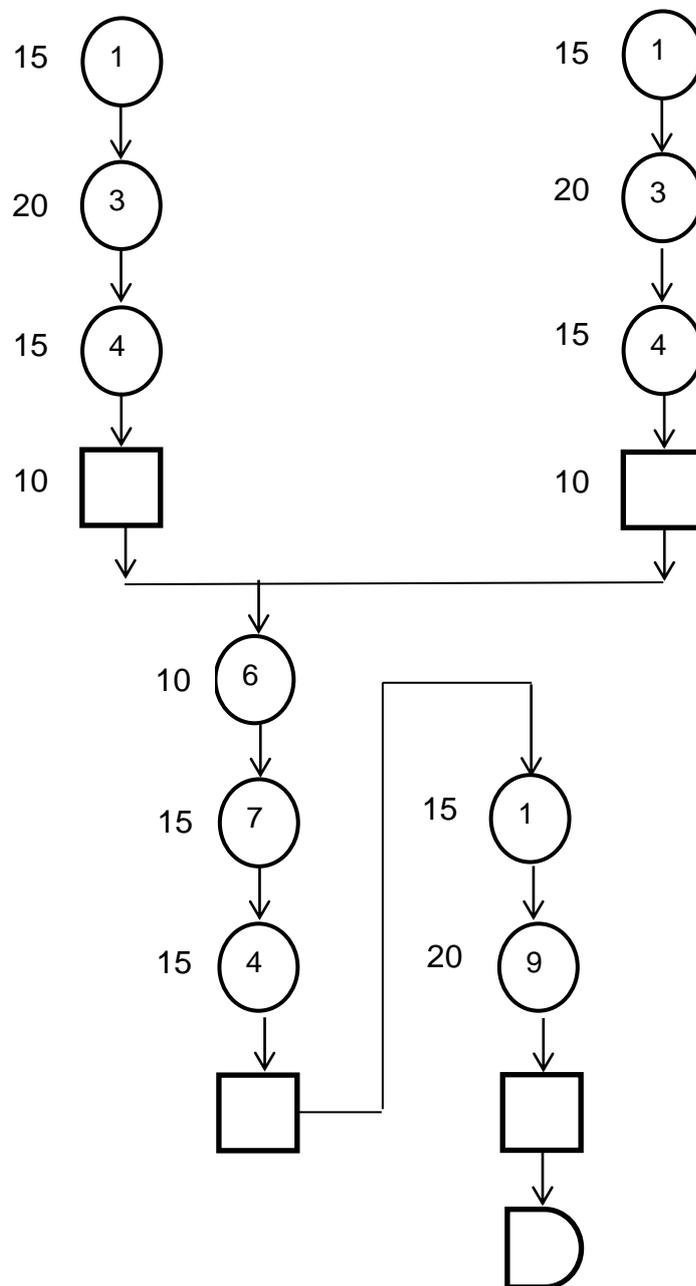
En el siguiente cursograma sinóptico se presentan las operaciones tecnológicas que se siguen en las diferentes etapas de construcción del soporte automatizado universal.

Las operaciones de construcción no tienen un orden de seguimiento estricto, se ejecutan conforme la necesidad de avance de la construcción y según los planos de la máquina que se adjuntan. El tiempo empleado en cada operación se indica a la izquierda de la operación, y se lo señala en minutos

**a) Desarrollo de la Base**

Central: Viga UPAM 254x66.7mm

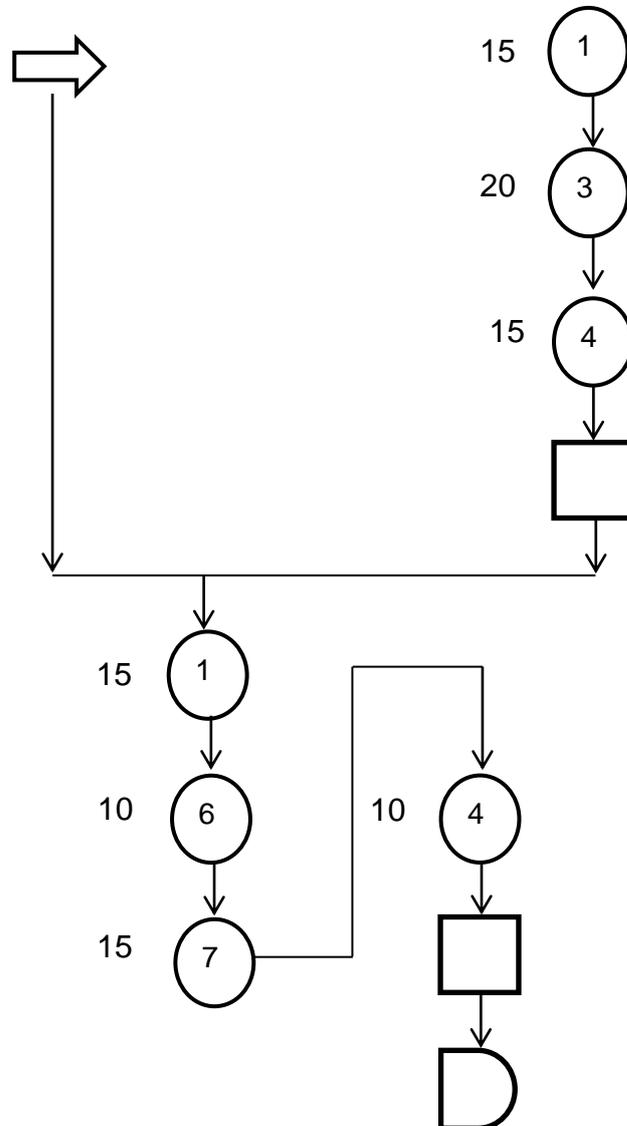
Estabilizadores: Viga UPN 160x65mm



**b) Desarrollo de la Bancada**

Base

Columnas: Viga UPAM 254x66.7mm

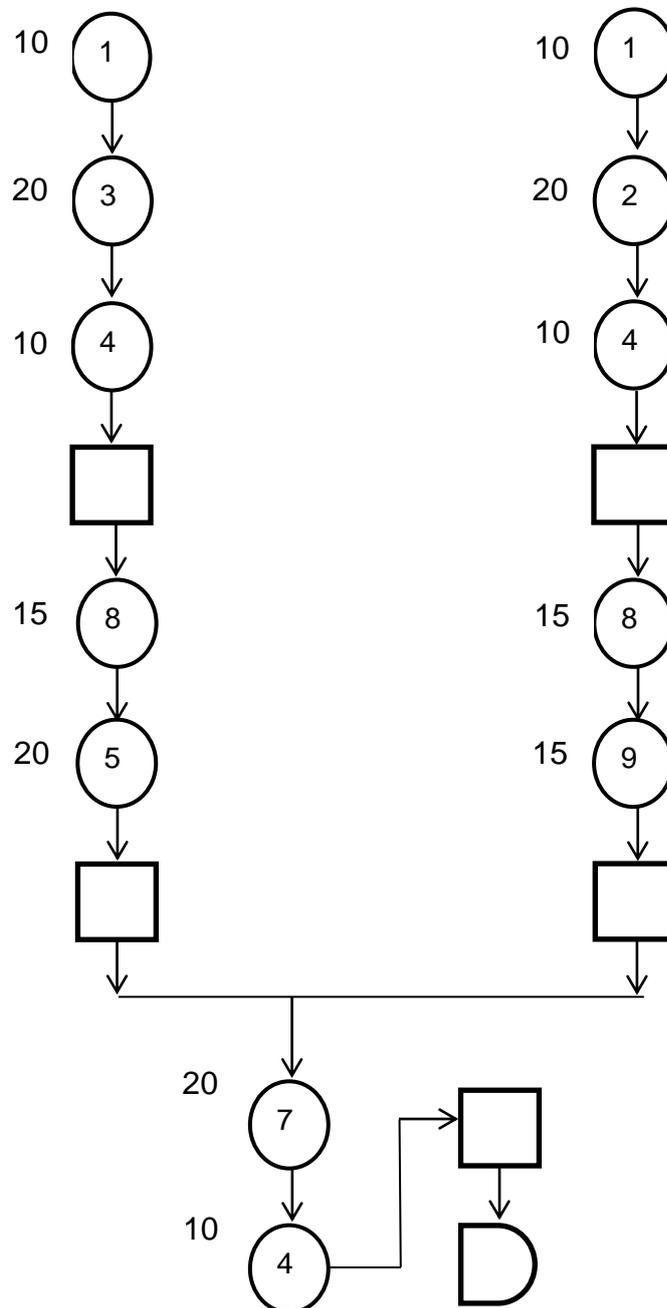


**c) Desarrollo del Conjunto Disco-Eje**

Eje: Acero ASTM A36 2"

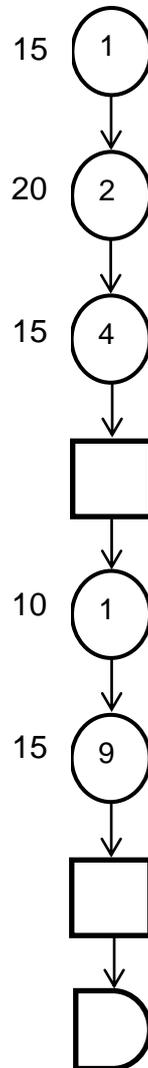
Disco de sujeción: Acero ASTM A36

400x400x30mm



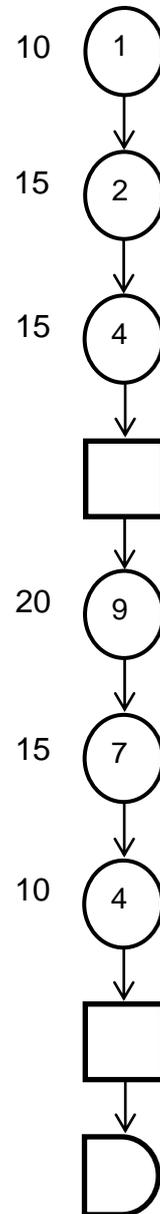
**d) Desarrollo de la Placa intercambiable**

Placa: Acero ASTM A36 900x900x8mm

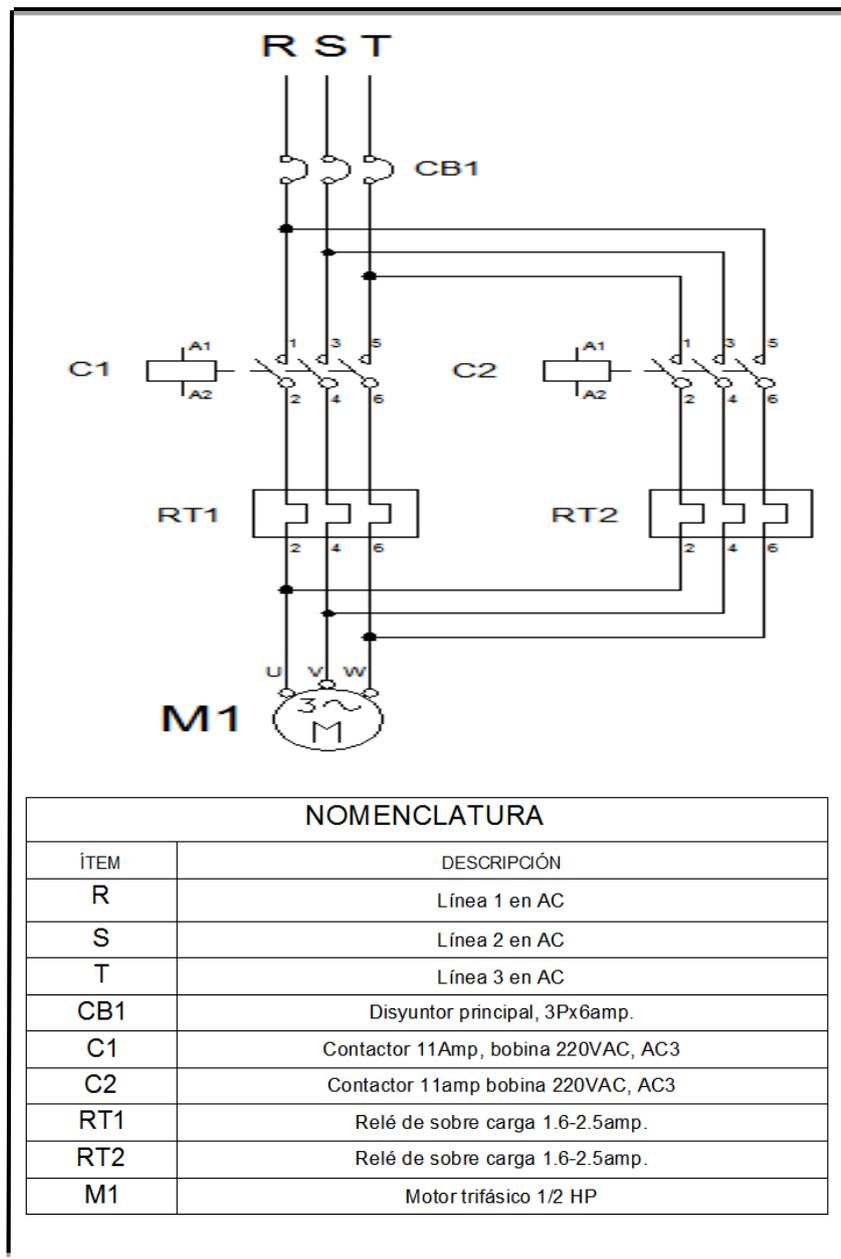


**e) Desarrollo de la Placa superior**

Placa: Acero ASTM A36 antideslizante 600x600x3mm

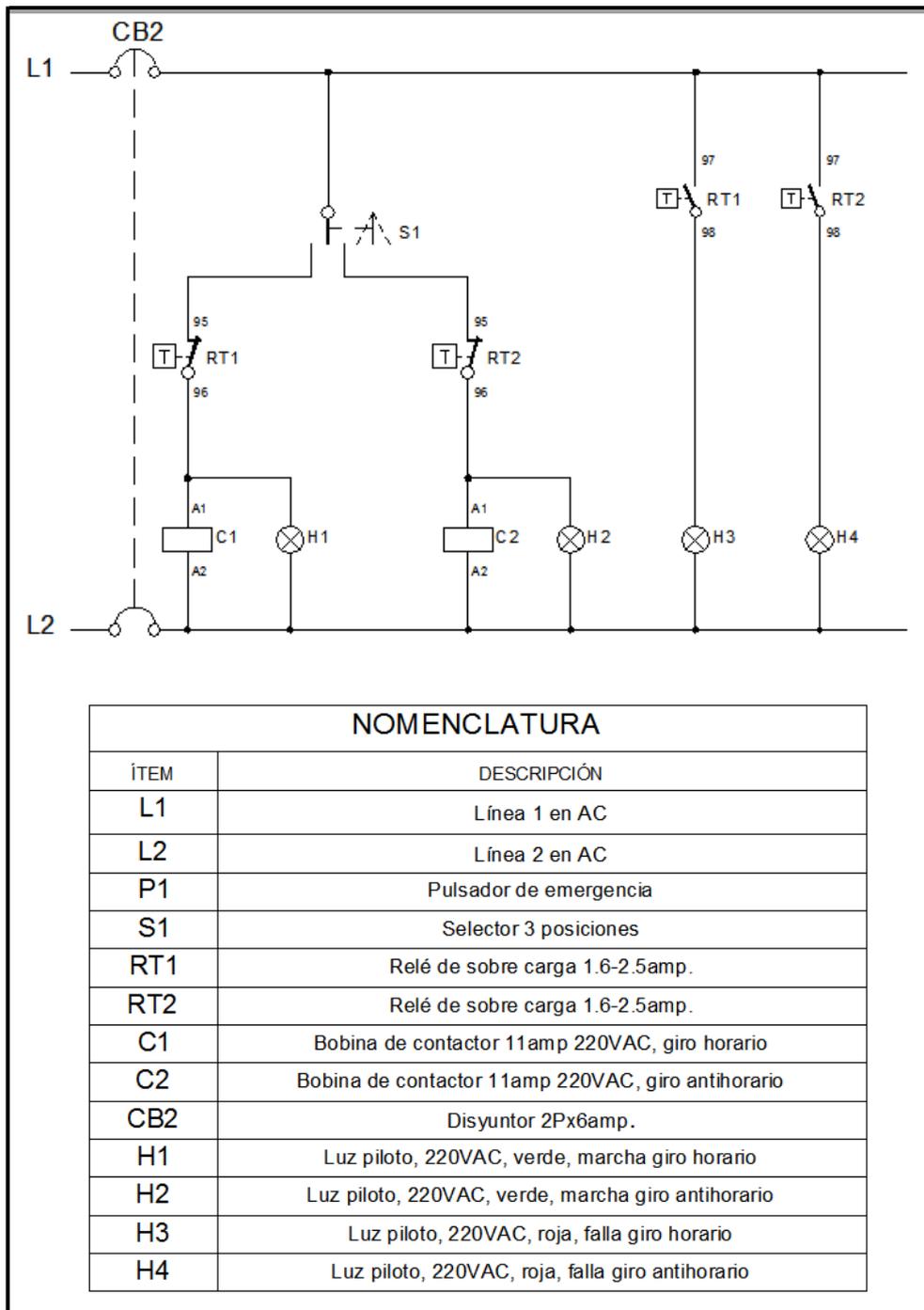


## f) Desarrollo del esquema eléctrico.



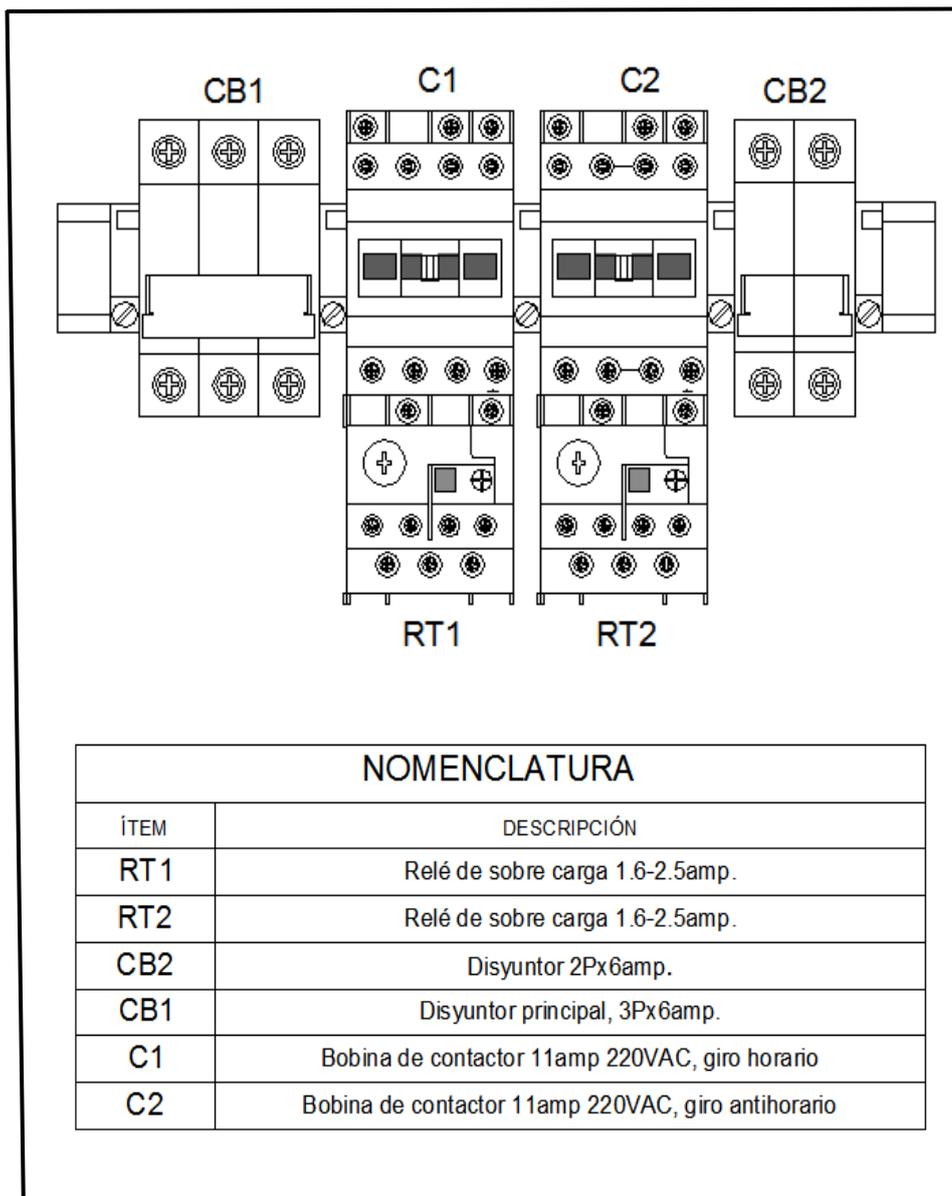
**Figura 4.1 Esquema del control eléctrico.**

Fuente: Autor.



**Figura 4.2 Esquema de conexión del control eléctrico.**

Fuente: Autor.



**Figura 4.3 Elementos del control eléctrico.**

Fuente: Autor.

#### 4.5 PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

Para justificar el diagrama de construcción se seguirá un proceso explicativo a través de imágenes, las cuales detallan los pasos que se realizaron para la construcción de la máquina. La manufactura total del soporte se la realizó en los talleres de la empresa TECOM S.A, ubicada en la ciudad de Quito, Provincia de Pichincha.

Todo el proceso inicio desde la construcción de la base, se continuó con las columnas para formar la bancada, se instaló las garruchas, luego la fabricación del eje, el disco de sujeción, la placa intercambiable, la placa superior, el ensamble del motor eléctrico y los mecanismos de corona sinfín, para finalizar se incluyó la caja de control con el selector para accionar el motor eléctrico.

#### 4.5.1 BASE

- Para la construcción de la base se inició con las vigas UPAM y UPN con las especificaciones proyectadas en el diseño previo.



**Figura 4.5 Vigas UPN y UPAM.**

Fuente: Bodegas de IPAC S.A.

- Se realiza el proceso de medición y trazado tomando en cuenta 0.4 cm más de la cuenta debido al espesor de la sierra, en la maquina Marvel



**Figura 4.5 Medición y trazado de vigas.**

Fuente: Autor.

- La sierra es una herramienta indispensable a la hora de obtener cortes marcados y precisos, toma algo de tiempo sin embargo el resultado es casi perfecto.



**Figura 4.6 Sierra de ciclo en proceso de corte.**

Fuente: Autor.

- Para realizar el proceso de taladrado es necesario tomar medidas exactas de los agujeros donde estarán sujetadas las garruchas.



**Figura 4.7 Medición y trazado para taladrado.**

Fuente: Autor.



**Figura 4.8 Taladrado de las vigas.**

Fuente: Autor.

- Es muy importante antes de soldar las vigas, nivelarlas con una estructura totalmente plana debajo, en este caso se usó otra viga que sirvió como elemento nivelador y se procedió a la suelta con SMAW y electrodo 6011. Para garantizar la correcta unión se realizaron cordones por arriba y por debajo de las vigas.



**Figura 4.9 Nivelado y soldadura de vigas.**

Fuente: Autor

#### 4.5.2 BANCADA

- Para formar la bancada se cortan vigas UPAM en la sierra Marvel con las medidas previstas, se trazan medidas en la base, se nivela y se procede a la soldadura con electrodo 6011, igual que el proceso anterior se realizan cordones por fuera y dentro de las vigas.



**Figura 4.10 Soldadura de la bancada.**

Fuente: Autor.



**Figura 4.11 Cordón interno de soldadura para formar la bancada.**

Fuente: Autor.

- Para conservar el orden de construcción se suelda los soportes para el conjunto reductor y las chumaceras con electrodo 6011, dichos soportes fueron previamente medidos, cortados y taladrados, a partir de placas de acero ASTM A36.



**Figura 4.12 Soldadura del soporte para el conjunto reductor.**

Fuente: Autor.



**Figura 4.13 Soldadura de los soportes para chumaceras.**

Fuente: Autor.

- Es importante realizar un cordón de soldadura constante y firme para asegurar la unión de las vías y conseguir una bancada resistente.



**Figura 4.14 Soldadura de bancada en parte externa.**

Fuente: Autor.

- Para completar el proceso de construcción de la bancada se instalan las garruchas tipo PR de 500 Kg. de capacidad.



**Figura 4.15 Instalación de garruchas.**

Fuente: Autor.

### **4.5.3 ALOJAMIENTO DEL PIN DE BLOQUEO**

Este elemento permite alojar el pin de seguridad, está construido de un buje de acero ASTM A36 de 500x300mm, el cual es torneado, refrentado y taladrado. Se suelda el alojamiento del pin al soporte de las chumaceras con electrodo 6011.



**Figura 4.16 Soldadura del alojamiento del pin de bloqueo.**

Fuente: Autor.

#### **4.5.4 CONJUNTO DISCO-EJE**

El disco es el elemento con el cual se transmite el movimiento de giro, se manufactura a partir de una placa de acero ASTM A36 de 400x400x30mm. Para la construcción de esta placa se utiliza oxicorte, se tornea, se cilindra y se taladra los agujeros para sujetar la placa principal vista más adelante.

Para la construcción del eje se usa un cilindro de acero ASTM A36 de 2 pulgadas de diámetro, el mismo es torneado y cilindrado. A la vez se utilizó la fresadora para construir el chavetero de 10mm de espesor. Ambos elementos, disco y eje se sueldan con electrodo 6011.



**Figura 4.17** Proceso de torneado y cilindrado del conjunto disco-eje.

Fuente: Autor.



**Figura 4.18** Conjunto Disco-eje.

Fuente: Autor.

#### 4.5.5 CHUMACERAS

Las chumaceras son los elementos que permiten el giro del eje, se constituyen a manera de rodamientos montados en una estructura que les permita sujetarse a otro elemento, su fundición principal es de hierro fundido y los rodamientos son de acero templado, como se había determinado previamente se seleccionó las tipo FE211 y sus elementos de sujeción son pernos y tuercas SAE 7 de 19mm en cabeza y 16mm en diámetro de rosca.



**Figura 4.19 Montaje de chumaceras.**

Fuente: Autor.

#### 4.5.6 CONJUNTO DE GIRO

Una vez instaladas las chumaceras se acopla el disco eje para formar el conjunto de giro, de donde el motor diésel obtendrá su movimiento circular.



**Figura 4.20** Instalación del disco eje.

Fuente: Autor.

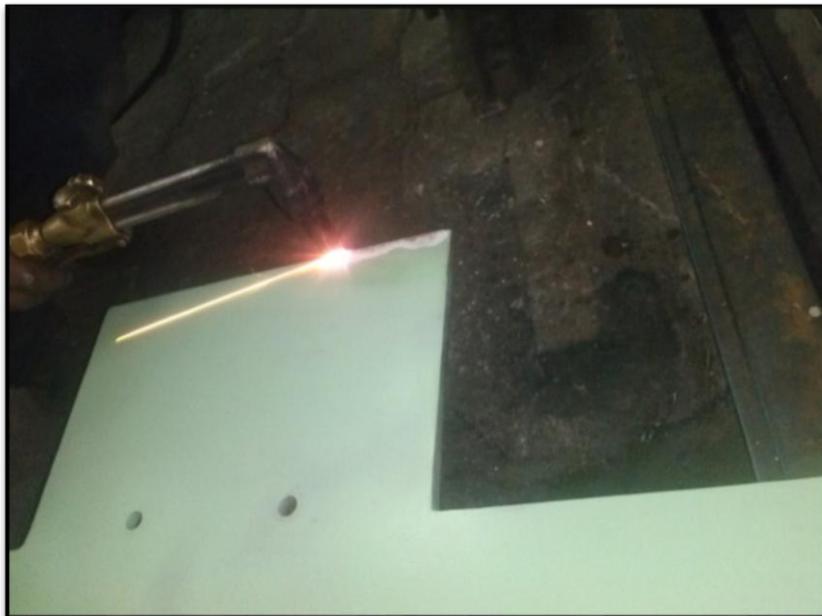


**Figura 4.21** Máquina semicompleta.

Fuente: Autor.

#### 4.5.7 PLACA INTERCAMBIABLE

La placa intercambiable tiene la función de unir al motor con el conjunto de giro. Se construye a partir de las medidas de agujeros de blocks mostradas en la tabla 3.19, se toma como ejemplo el motor Cummins NTC 350, para lo cual se selecciona una plancha de ASTM A36 y se usa oxicorte de acuerdo a las medidas de diseño, luego se taladra los agujeros para pernos.



**Figura 4.22 Oxicorte de la placa intercambiable.**

Fuente: Autor.

- Para garantizar la buena sujeción de los puntos de unión entre la placa y el block del motor, se construyó bujes de ASTM A36, los cuales son soldados con 6011 a la placa intercambiable.



**Figura 4.23 Soldadura de bujes a la placa intercambiable.**

Fuente: Autor.

- Se pule los bordes y rebabas, este proceso se realizó para cada elemento de la máquina, garantiza bordes exactos y un buen acabado.



**Figura 4.24 Pulido de bordes y rebabas.**

Fuente: Autor.

#### 4.5.8 PRUEBA PREVIA DEL SOPORTE

Es importante asegurarse que la construcción cumple con los parámetros de diseño, para lo cual se prueba el soporte con el block del motor Cummins NT350, el cual pesa 400 Kg, de esta manera se puede determinar una corroboración previa del proceso de manufactura.



**Figura 4.25 Prueba previa del soporte.**

Fuente: Autor.

#### 4.5.9 ENSAMBLE DEL CONJUNTO REDUCTOR

El conjunto reductor consta de dos sistemas corona sinfín acoplados entre si y dispuestos en dirección paralela al disco-eje para su instalación como salida de fuerza, y para la entrada se dispone perpendicular al disco-eje para acoplarse con el motor eléctrico. El conjunto reductor se ajusta al soporte por medio de pernos SAE 7 de 3/8" en cabeza y tuerca.



**Figura 4.26 Ensamble del conjunto reductor.**

Fuente: Autor.

#### **4.5.10 ENSAMBLE DEL MOTOR ELÉCTRICO**

El motor eléctrico es el elemento que otorga movimiento rotatorio al conjunto de giro, para lo cual, previamente seleccionado, se acopla al conjunto reductor y se ajusta con pernos SAE 7 de 3/8" en cabeza y tuerca. El ajuste tiene que ser firme para evitar vibraciones innecesarias.



**Figura 4.27 Ensamble del motor eléctrico.**

Fuente: Autor.

#### **4.5.11 CONTROL ELÉCTRICO**

Para manejar el movimiento del motor eléctrico se construyó una caja de control hecha en latón de 2" de grosor, la cual en su interior se dispone los elementos eléctricos como contactores, cables y placa principal, en su exterior se ubican el selector y las luces de aviso.



**Figura 4.28 Control eléctrico.**

Fuente: Autor.

#### **4.5.12 PINTURA**

Finalmente el proceso de pintado de toda la máquina, se seleccionó el rojo brillante, el cual vino de fábrica en el conjunto reductor, y se decidió que sea el tono para todo el soporte. Se utiliza pintura especial para metal anticorrosiva con diluyente en proporción 70-30.



**Figura 4.29** Proceso de pintado.

Fuente: Autor.



**Figura 4.30** Máquina completa.

Fuente: Autor.

## 4.6 PRUEBAS DE CAMPO

Se efectuó pruebas de campo sometiendo el soporte a condiciones de trabajo reales, con periodos de trabajo normales aproximadamente diez cambios de giro en un minuto, de lo cual se desprende:

**Tabla 4.2 Pruebas de campo.**

PARÁMETRO	COMPORTAMIENTO		DATOS DE REFERENCIA
	CUMPLE	NO CUMPLE	
Capacidad máxima de carga	●		Lugar de prueba: Taller Tracto Diésel
Pin de avance evita el giro	●		Hora de prueba: 09:00 am
Autobloqueo evita el giro	●		Motor utilizado: Cummins NT350
Funcionamiento de botoneras	●		Duración: 60 minutos
Giro estable	●		Cantidad de pruebas: 10 giros en cada sentido
Detener en cualquier posición	●		Responsable máquina: David Burbano
Movilidad	●		Recibe: Nelson Burbano, gerente Tracto Diésel

Fuente: Autor.

## 4.7 COSTOS

La factibilidad de diseñar y construir la máquina, a parte de su funcionalidad, se puede ver reflejada en el análisis de costos, si la máquina resulta muy cara no es recomendable su reproducción o su posible patente.

Este análisis se distribuye en la siguiente manera:

- Costos de diseño
- Materiales
- Elementos mecánicos
- Manufactura

Los costos se basan en información facilitada por proveedores de materiales y servicios, como se detalla en las tablas a continuación.

### 4.7.1 COSTOS DE DISEÑO

**Tabla 4.3 Costos de diseño.**

<b>MATERIAL</b>	<b>COSTOS</b>
Implementos de oficina	150.00
Impresiones y plotters	50.00
Transporte	140.00
<b>Total</b>	<b>340.00</b>

Fuente: Autor.

## 4.7.2 MATERIALES

**Tabla 4.4 Costos de materiales.**

<b>MATERIAL</b>	<b>PROVEEDOR</b>	<b>COSTO UNITARIO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>TOTAL</b>
Viga UPN (160x65mm)	IPAC S.A.	150.00	1	300.00
Viga UPAM (254x66.7mm)	IPAC S.A.	150.00	2	300.00
Plancha ASTM A36 Antideslizante (1000mmx1000mm) Espesor 3mm	IPAC S.A.	70.00	1	70.00
Plancha ASTM A36 (500x500mm) Espesor 30mm	IPAC S.A.	100.00	1	100.00
Plancha ASTM A36 (1000x1000mm) Espesor 8mm	IPAC S.A.	100.00	1	100.00
Eje ASTM A36 (500x5mm)	IVAN BOHMAN	80.00	1	80.00
Reductores Rossi MRV40	BKB	300.00	2	700.00
Pintura anticorrosiva esmalte roja (1/2 galón)	PINTUCO	20.00	1	20.00
Diluyente de pintura (1 galón)	PINTUCO	8.00	1	8.00
			<b>Total</b>	<b>1678.00</b>

Fuente: Autor.

### 4.7.3 ELEMENTOS MECÁNICOS

Tabla 4.5 Costos de elementos mecánicos.

MATERIAL	PROVEEDOR	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL usd
Pernos SAE 7 (10mm)	IVAN BOHMAN	0.50	24	12
Pernos SAE 7 (16mm)	IVAN BOHMAN	0.70	8	5.60
Pernos SAE7 (19mm)	IVAN BOHMAN	1	6	6
Tuercas SAE 7 (10mm)	IVAN BOHMAN	0.10	24	2.40
Tuercas SAE 7 (16mm)	IVAN BOHMAN	0.15	8	1.20
Electrodos 6011	AGA	0.70	20	14
Disco de amoladora 6"	KIWI	2	5	10
			Total	51.20

Fuente: Autor.

### 4.7.4 MATERIALES ELÉCTRICOS

Tabla 4.6 Costos de materiales eléctricos.

MATERIAL	PROVEEDOR	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL
Contactores de 220V	INGEL PRO	40	2	80
Cable N° 18 (por metro)	INGEL PRO	0.70	2	1.40
Placa de Baquelita	INGEL PRO	40.00	1	40.00
Selector	INGEL PRO	1	2	2
Motor eléctrico (0.50HP)	INGEL PRO	300	1	300

CONTINUA 

Conexión	INGEL PRO	30	1	30
Caja de control std	INGEL PRO	20.00	1	20.00
			Total	473.40

Fuente: Autor.

#### 4.7.5 COSTOS REFERENTES A MANUFACTURA

Tabla 4.7 Costos referentes a manufactura.

PIEZA	TRABAJO A REALIZAR	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL
Base	Cortar vigas (Sierra de ciclo)	30.00	3	90.00
Columnas	Cortar vigas (Sierra de ciclo)	30.00	2	6.00
Bancada	Soldar Base y Columnas (SMAW)	10.00	8	80.00
Disco de sujeción	Cortar plancha (oxicorte)	30.00	1	30.00
Disco de sujeción	Taladrar orificios para pernos	3.00	6	18.00
Disco de sujeción	Procesos de torneado	5.00	3	15.00
Eje principal	Cortar eje (sierra de ciclo)	10.00	1	10.00
Eje principal	Procesos de torneado	5.00	3	15.00
Eje principal	Fresado de chavetero	10.00	1	10.00

CONTINUA



Conjunto disco-eje	Soldar Disco y Eje (SMAW)	30.00	1	30.00
Placa intercambiable	Cortar Placa (Oxicorte)	50.00	1	50.00
Placa intercambiable	Taladrar orificios para pernos	3.00	11	33.00
Placa intercambiable	Soldar bujes (SMAW)	4.00	5	20.00
Placa superior	Cortar Placa (Oxicorte)	10.00	1	10.00
Placa superior	Taladrar orificios para pernos	3.00	4	12.00
Ensamble de chumaceras, conjunto reductor, disco-eje, motor eléctrico y garruchas		5.00	5	25.00
Soporte	Pintura	20.00	1	20.00
			Total	474

Fuente: Autor.

#### 4.7.6 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

**Tabla 4.8 Costo total del soporte.**

<b>RUBROS</b>	<b>COSTO USD</b>
Diseño	340.00
Materiales	1678.00
Elementos mecánicos	51.20
Manufactura	474
Materiales eléctricos	473.40
Imprevistos	400.00
Utilidad	300.00
<b>Total</b>	<b>3716.60</b>

Fuente: Autor.

## CAPÍTULO 5

### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 CONCLUSIONES

- Mediante la función de la calidad se identifica los parámetros de diseño con los que tiene que contar la máquina de acuerdo a la necesidad del cliente.
- El proceso de analizar las funciones que desempeña la maquina permite esquematizar un orden de forma y diseño para seleccionar elementos y mecanismos.
- La selección de soluciones para cada paso del funcionamiento del soporte, representa la mejor forma de establecer un proceso de selección adecuado y analítico.
- A través de las pruebas de campo es posible validar el diseño y construcción de la máquina.
- Una de las necesidades del cliente fue el bajo costo del proyecto, mediante el análisis correspondiente se demuestra su factibilidad y resultado positivo en relación costo beneficio.

## 5.2 RECOMENDACIONES

- Utilizar un software de diseño para obtener dimensiones y resultados de análisis con precisión elevada, pudiendo modificar con facilidad.
- El soporte es universal para los motores que la empresa repara, si se desea incluir otra gama de motores que sean más pesados se deberá cambiar los parámetros de dimensionamiento y diseño.
- El material no siempre tiene que ser ASTM A36, en cuanto cumpla el factor de diseño se puede utilizar cualquier material que este a favor en costo y disponibilidad.
- Revisar periódicamente el lubricante de los conjuntos reductores y el manual de mantenimiento del soporte.
- Al operar con motores pesados es obligatorio prestar atención a las normas de seguridad descritas en este proyecto.

## BIBLIOGRAFÍA

- Mott, Robert. (1999).Diseño de Elementos de Máquinas, 4ed.México D.F. Pearson.
- Shigley, Joseph. (2002). Diseño de Elementos de Máquinas, 8ed.Estados Unidos. Mcgraw Hill.
- Instituto Americano de Construcción del Acero. (1970). Manual de Construcción del Acero, 7ed. Estados Unidos.
- Riba, Carles. (2002). Diseño Concurrente.
- Childs, Peter. (2014).Mechanical Design Engineering Handbook,Estados Unidos. Elsevier.

## NETGRAFÍA

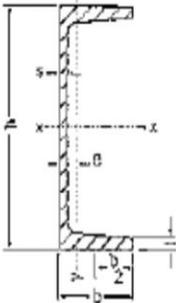
- Ficha técnica del acero ASTM A36  
[www.steelchra/5452.com](http://www.steelchra/5452.com)
- Fichas técnicas de los motores Cummins  
[www.quickserve.com](http://www.quickserve.com)
- Ficha técnica de motor Caterpillar.  
[www.caterpillar.com](http://www.caterpillar.com)
- Ficha técnica de motor Detroit.  
[www.detroitdiesel.com](http://www.detroitdiesel.com)
- Características de electrodos y procesos de soldadura.  
[www.indura.com.ar](http://www.indura.com.ar)
- Consultas varias.  
[www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)  
[www.electricalengines.com](http://www.electricalengines.com)  
[www.strongmaterials.com](http://www.strongmaterials.com)

## **ANEXOS**

**ANEXO A**  
**ESPECIFICACIONES VIGA UPAM**

**Sabimet**  
ECIPIA, INGENIEROS DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

**VIGAS UPAM**  
 Perfil en "U" Serie Americana liviana  
 ASTM Designation A36  
 Tolerancias dimensionales E.N. 10024, 10034, 10056  
 Calidades del acero norma E.N. 10025 S 275JR



UPAM Pulgadas x Lb/Pie	Dimensiones (mm)				Area cm <sup>2</sup>	Peso Kg/m	Momento Respecto a los Ejes						Distancia de los Ejes Y - Y e cm
	h	b	s	t			EJE X - X			EJE Y - Y			
							I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x3</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y3</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>y</sub> cm	
5 X 6.70	12.7	44.5	4.8	7.9	12.7	10.0	312.0	49.0	4.90	20.0	6.20	1.23	1.25
6 x 8.20	152.4	47.6	4.8	7.9	15.5	12.2	545.0	72.0	5.90	29.0	8.10	1.30	1.36
7 x 9.80	177.8	54.0	4.8	9.5	18.5	14.6	887.0	100.0	6.90	40.0	10.20	1.37	1.48
8 x 11.50	203.4	57.2	6.4	9.5	21.8	17.1	1357.0	133.0	7.90	55.0	12.80	1.45	1.59
9 x 13.40	228.6	60.3	6.4	11.1	25.4	20.0	1994.0	174.0	8.80	73.0	15.80	1.53	1.78
10 x 15.30	254.0	66.7	6.4	11.1	28.9	22.8	2805.0	231.0	9.80	95.0	22.10	1.61	1.81
12 x 20.73	304.8	76.2	7.9	12.7	39.3	30.9	5369.0	352.0	11.70	161.0	28.40	1.77	2.03
15 x 33.90	381.0	8.57	9.5	15.9	64.2	50.5	13110.0	688.0	14.30	338.0	50.90	2.00	2.30

I = Momento de Inercia, W = Módulo Resistente, i = Radio de Giro, A = Área de la Sección.

**Figura: Especificaciones vigas UPAM.**

Fuente: [www.sabimet.com](http://www.sabimet.com)

**ANEXO B**

**ESPECIFICACIONES VIGA UPN**



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h	s	g	t	R	R1	SECCION	PESOS	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>
	mm	mm	mm	mm	mm	cm4	cm2	kg/mt	cm4	cm4	cm3	cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80

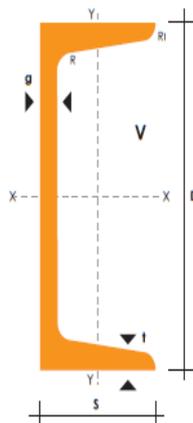
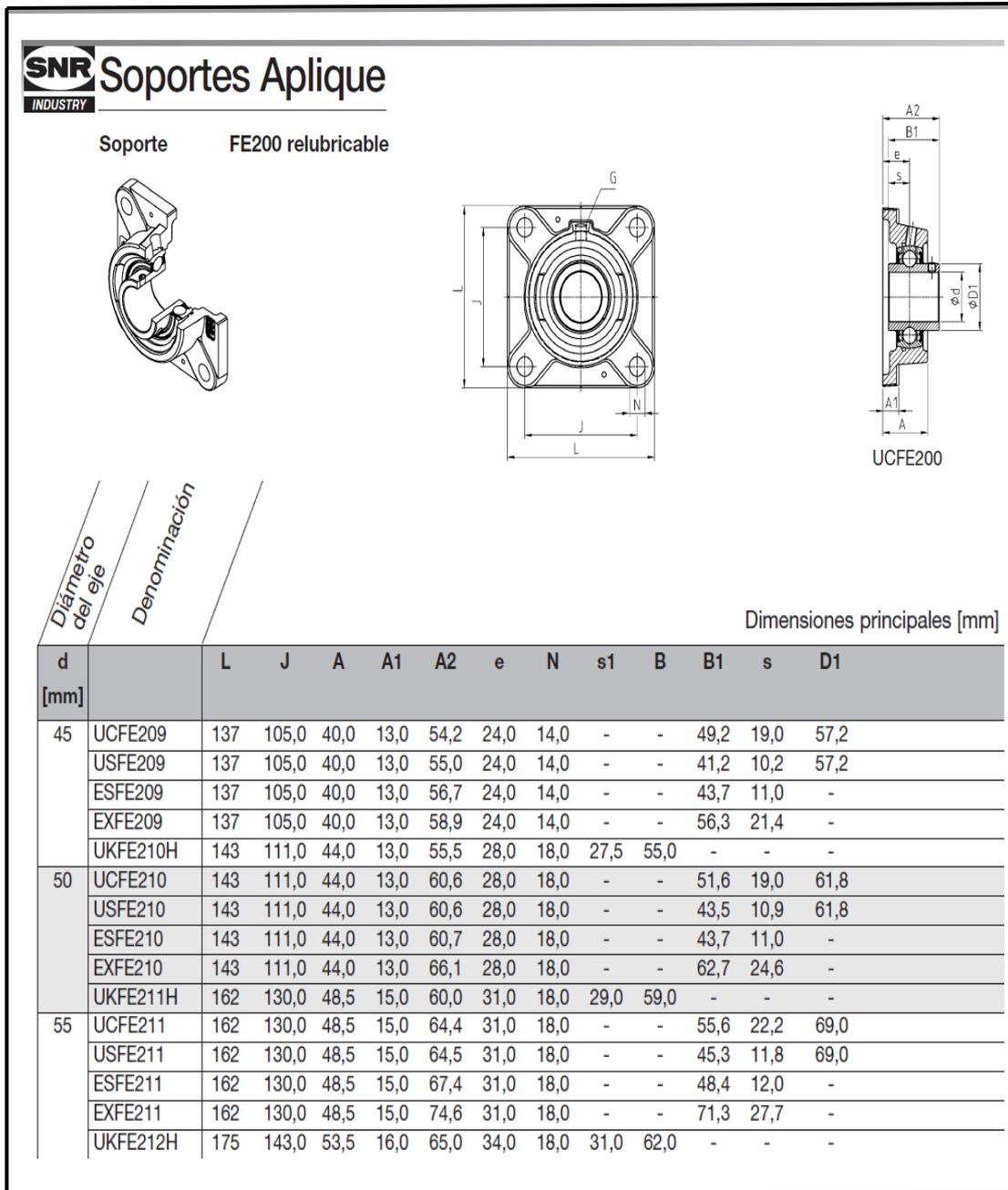


Figura: Especificaciones viga UPN.

Fuente: [www.dipac.com.ec](http://www.dipac.com.ec)

## **ANEXO C**

### **ESPECIFICACIONES CHUMACERA USFE211**



**Figura: Especificaciones chumacera USFE211.**

Fuente: Catalogo SNR – IVAN BOHMAN.

## **ANEXO D**

### **ESPECIFICACIONES DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD**

		Rossi e-Catalogue REV.04-07/2	
Motorreductor de sinfin catálogo A04 - Motor catálogo TX06 (motor a 60 Hz)			
<b>Designación :</b> MR V 40 UO3A - 71A 4 277.480 - 60 B5/90 B3 i=20			
Forma constructiva B3 , n1 = 1800 min-1			
Accesorios y ejecuciones especiales :			
Características reductor/motorreductor		Características del motor	
Relación de transmisión i	20	Tipo motor	HF-Trifásico
Velocidad entrada n1 [min-1]	1800	Tamaño	71A 4
Velocidad salida n2 [min-1]	90,0	Accoppiamento DxE-P	B5 14x30-160
Potencia entrada P1 [kW]	0,3	Alimentación [V - Hz]	277.480 - 60
Par de salida M2 [Nm]	25,4	Grado de protección	IP 55
Factor de servicio fs	2,65	Aislamiento clase	F
Rendimiento	0,797	Refrigeración	IC 411
Cantidad indicativa de lubricante [l]	0,26	Potencia nominal motor PN [kW]	0,3
Viscosidad ISO VG	320	Velocidad angular nominal n [min-1]	1668
Pintura	RAL 5010	Corriente nominal (400V) IN [A]	0,82
Masa total del grupo [kg]	10,2	Intensidad de arranque (400V) IN[A]	2,9
		Par nominal MN [Nm]	1,72
Características nominales		Par de arranque MS [Nm]	4,5
Potencia nominal entrada PN1 [kW]	0,780	Par max Mmax [Nm]	4,5
Potencia nominal salida PN2 [kW]	0,62	Rendimiento [%]	70
Par de salida MN2 [Nm]	65,9	cos (phi)	0,63
Verificación térmica	Si	Momento de inercia Jo [kgm2]	0,0005
Temperatura máxima ambiente	40	Arranque en vacío interm. 50% Zo [sth]	10000
Relación de intermitencia	Continuo (S1)	Masa del motor [kg]	5,2
Potencia térmica Pt [kW]	0,690		
Resultado de la verificación térmica :	satisfecha		

**Figura: Especificaciones motor reductor Rossi.**

Fuente: Catalogo ROSSI (BKB)

## **ANEXO E**

### **ESPECIFICACIONES ELECTRODO E6011**

## ELECTRODOS REVESTIDOS

**GRICON 290**

<b>NORMA</b>		<b>CLASIFICACIÓN</b>
AWS/ ASME:	SFA- 5.1	E6011
COVENIN:	No. 1477-2001	E41411
POSICIONES:	Todas	
CORRIENTE:	Alterna o Continua, Polo Positivo (+)	

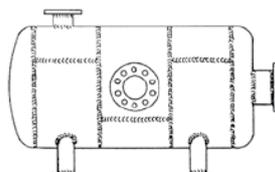
**Descripción:** Electrodo de revestimiento celulósico que presenta arco estable con moderada cantidad de salpicaduras. La alta energía generada en el arco asegura una excelente penetración en todas las posiciones de soldadura. Produce depósitos libres de porosidades e inclusiones de escoria con garantía de calidad radiográfica.

**Aplicaciones:** Indicado para la soldadura de tubos con o sin costura para uso en condensadores, recipientes a presión, estructuras de puentes, tanques y edificación de montajes en general. Soldadura de tuberías en campo, concebido especialmente para cordones de raíz, pases en caliente y pases de relleno. Indicado en las mismas aplicaciones que el GRICON 29, en caso de disponer sólo de máquinas transformadoras de corriente alterna.

**Operación:** La potencia del arco permite la soldadura en vertical descendente a mayor velocidad, mejorando así la productividad del proceso. Para soldadura en vertical descendente se emplea la técnica de arrastre, manteniendo el electrodo dentro de la unión, de forma que genere una perforación que avanza con el electrodo dentro del bisel. Para soldadura en vertical ascendente debe disminuirse la corriente. Límpiense bien la escoria entre pases.

**Valores Típicos:**

Composición química: C: 0,10% Mn: 0,60% Si: 0,30%  
 Resistencia a la tracción: (510 - 580) N/mm<sup>2</sup> (72,86 - 84,36) ksi  
 Límite elástico: (430 - 490) N/mm<sup>2</sup> (60 - 70) ksi  
 Alargamiento (L= 5 d) : (24 - 28) %  
 Resistencia al impacto: (40 - 60) N.m a -30°C



Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Longitud (mm)	Intensidad (amp)	Peso Paq. (kg)
2,50	3/32	350	50-80	10
3,25	1/8	350	75-120	10
4,00	5/32	350	110-160	10
5,00	3/16	350	140-200	10

[www.lincolnelectric.com.ve](http://www.lincolnelectric.com.ve)

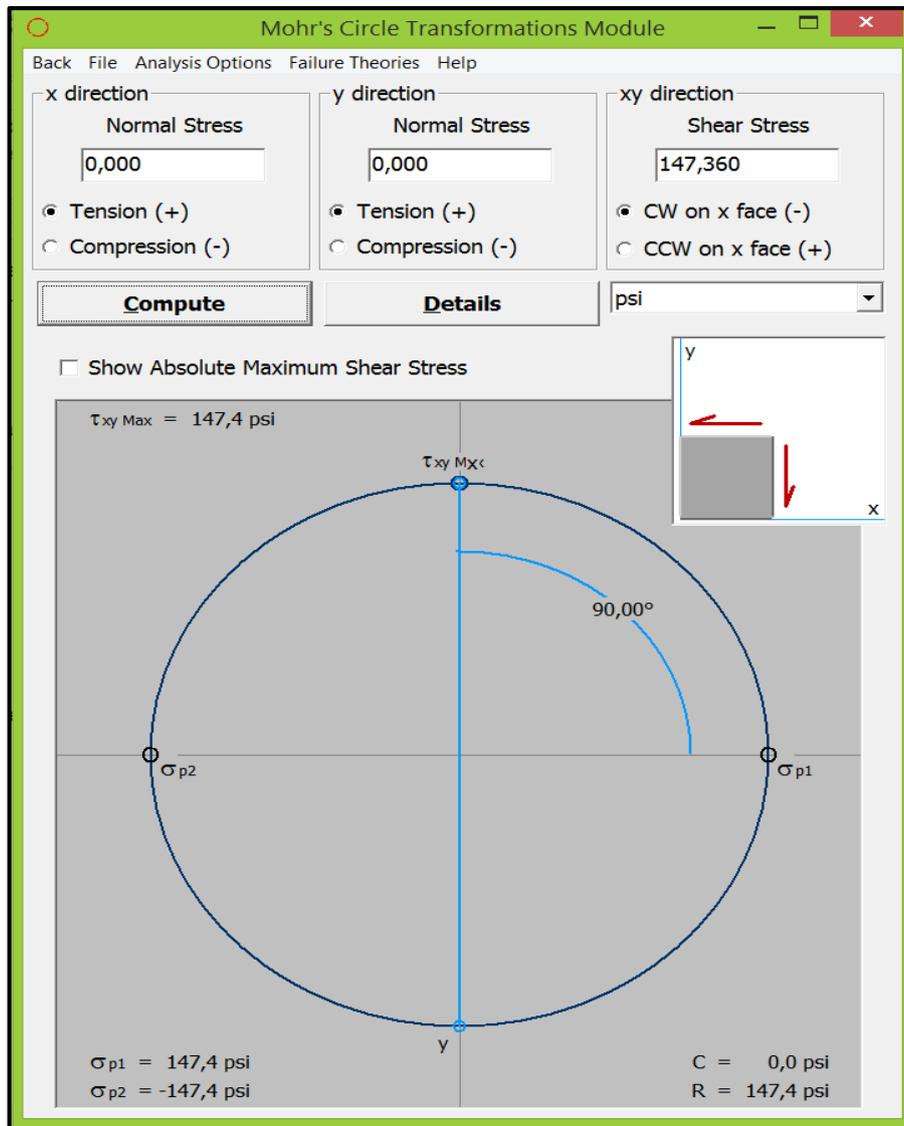
13

**Figura: Especificaciones electrodo E6011**

Fuente: [www.aga.com.ec](http://www.aga.com.ec)

## **ANEXO F**

### **CIRCULO DE MOHR DE PIN DE BLOQUEO**



**Figura: Círculo de Mohr de pin de bloqueo.**

Fuente: MDsolids.

## **ANEXO G**

# **ESPECIFICACIONES DE MÁQUINAS UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN**

<b>Marca</b>	Marvel Chicago
<b>Modelo</b>	MFG TM54
<b>Potencia en kW del motor</b>	1,5 kw
<b>Frecuencia de corte</b>	120 ciclos
<b>Transmisión</b>	Polea y correa
<b>Ancho de corte mm</b>	345
<b>Altura de corte mm</b>	210
<b>Cuchillas de sierra</b>	Hierro de fundición
<b>Construcción general</b>	Acero inoxidable AISI 304
<b>Voltaje</b>	Trifásico, 110, 220, 330
<b>Largo x ancho de cuchilla mm</b>	900 x 30



Fuente: [www.mfgmachines/saw43\\$/fre23.com](http://www.mfgmachines/saw43$/fre23.com)

<b>Marca</b>	Excoweld
<b>Modelo</b>	EQP 48-2-SI2
<b>Capacidad de corte</b>	10" (254 mm)
<b>Capacidad de soldadura</b>	Hasta 1/2" (13mm)
<b>Conexión oxígeno</b>	CGA 540
<b>Conexión combustible</b>	Estándar
<b>Presión máxima</b>	20 PSI
<b>Capacidad de oxígeno</b>	20 litros
<b>Capacidad de gas</b>	20 litros



Fuente: [www.mpw.cl](http://www.mpw.cl)

<b>Marca</b>	Italco
<b>Modelo</b>	TOS-SN50B
<b>Volteo sobre la bancada</b>	500 mm / 19.7"
<b>Volteo sobre el carro</b>	270 mm / 10.6"
<b>Volteo en el escote</b>	700 mm / 27.6"
<b>Largo del escote</b>	230 mm / 9"
<b>Distancia entre puntos</b>	1,000 mm / 40"
<b>Largo máximo de torneado</b>	900 mm / 36"
<b>Motor principal</b>	5.5 kW / 7.5 HP
<b>Alimentación eléctrica</b>	220 V / 60 Hz
<b>Avances longitudinales</b>	0.05-6.0 mm/rev
<b>Avances transversales</b>	0.025-3.2 mm/rev
<b>Carrera máx. del carro transversal</b>	300 mm / 11.8"
<b>Carrera del carro porta-cuchillas</b>	140 mm / 5.5"



Fuente: [www.machinesitalco/tossn50b/parts4332/df.com](http://www.machinesitalco/tossn50b/parts4332/df.com)

<b>Marca</b>	Morgan
<b>Modelo</b>	BF20TS 20MM
<b>Potencia</b>	550 watts
<b>Rotación sin carga</b>	0 – 3.000 min-1
<b>Mandril</b>	3/8" – 10 mm
<b>Capacidad de perforación</b>	acero 10 mm Ø
	aluminio 13 mm Ø
	madera 25 mm Ø
<b>Nº de tipo</b>	0 601 13E 5H0
<b>Voltaje de alimentación</b>	110v
<b>Frecuencia</b>	60 hz
<b>Distancia min. De perforado</b>	222mm



Fuente: [www.morganarchives/mach/5redrdy.com](http://www.morganarchives/mach/5redrdy.com)

<b>Marca</b>	Campbell
<b>Modelo</b>	TDE34-23
<b>Capacidad Tanque</b>	26 Galones
<b>Máximapresión</b>	125 PSI
<b>Lubricación</b>	aceite
<b>SCFM At 40 PSI:</b>	6.5
<b>SCFM At 90 PSI:</b>	5.7
<b>Potencia</b>	2 HP
<b>Tipo</b>	Horizontal
<b>Tipo alimentación</b>	Eléctrico
<b>Voltaje</b>	120-240v



Fuente: [www.campbellhausfeld.com](http://www.campbellhausfeld.com)

<b>Marca</b>	CME
<b>Modelo</b>	FU 205
<b>Voltaje de entrada</b>	220v
<b>Superficie útil</b>	1340 x 305 mm
<b>Curso transversal</b>	400 mm
<b>Curso vertical</b>	500 mm
<b>Curso longitudinal</b>	800 mm
<b>Cono del husillo</b>	ISO 40
<b>Gama de velocidades</b>	40-1500 rpm
<b>Giro del cabezal</b>	150°
<b>Potencia del motor</b>	8 hp
<b>Caja de avances</b>	1.5 hp
<b>Numero de velocidades</b>	18



Fuente: <http://www.asmek.es/c-m-e>

<b>Marca</b>	Lincoln
<b>Modelo</b>	Idealarc sp250
<b>Voltaje de entrada</b>	220v
<b>Potencia en el ciclo primario</b>	10,3 kw
<b>Ciclo de servicio 35%</b>	280 A
<b>Ciclo de servicio 60%</b>	250 A
<b>Tensión de circuito abierto</b>	88v
<b>Rango de intensidad de soldadura MMA</b>	15 - 300 A
<b>Rango de intensidad de soldadura TIG</b>	15-300 A



Fuente: [www.lincolnelectric.com/Catalogaspx](http://www.lincolnelectric.com/Catalogaspx)

**ANEXO H**

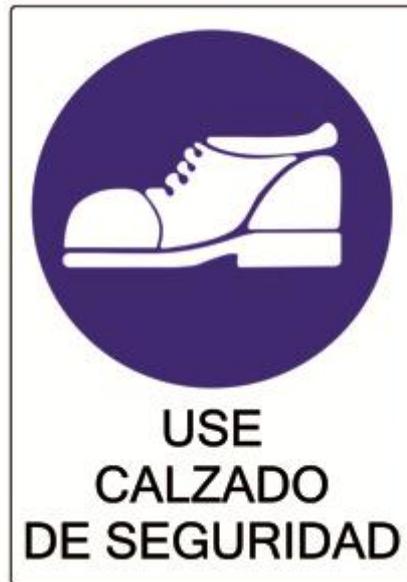
**MANUAL DE MANTENIMIENTO**

	<b>100 horas de uso</b>	<b>500 horas de uso</b>	<b>1000 horas de uso</b>	<b>2000 horas de uso</b>
Engrase de eje	X	X	X	X
Cambio de aceite reductores		X	X	X
Cambio de carbones del motor eléctrico		X	X	X
Cambio de rulimanes			X	X

**Tabla Intervalos de mantenimiento del soporte.**

Fuente: Propia.

**ANEXO I**  
**NORMAS DE SEGURIDAD**





**ANEXO J**  
**PLANOS**

**ANEXO K**  
**ARTÍCULO CIENTÍFICO**

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL

Nelson David Burbano Pozo

Ing. Félix Manjarrés  
Ing. Héctor Terán

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica  
Quijano de Ordóñez y Márquez de Maenza S/N  
Latacunga, Ecuador

Email: davidb\_911@hotmail.com, fxmanjarres@espe.edu.ec,  
hcteran@hotmail.com

## RESUMEN

Una de las preocupaciones de las empresas automotrices de hoy en día, es mejorar el prestigio y calidad de servicio, para lo cual se diseñan nuevas estrategias de repotenciar los procesos de servicio técnico.

Los tiempos utilizados en procesos técnicos cada vez deben ser más cortos para satisfacer las necesidades de clientes que día a día se vuelven más exigentes.

Una demora ocasionaría baja de producción y disminución de la imagen de calidad de cada empresa.

El presente trabajo presenta una solución a la problemática de una empresa privada, encargada de reparar motores diésel de tonelaje medio y completo hasta 1000kg.

## ABSTRACT

One of the concerns of the automotive companies of today, is to improve the prestige and quality in the service, for this new strategies are designed day by day.

The time used in technical process every time must be shorter to satisfy the needs of customers more and more difficult.

A delay will cause low production and bad image of each company.

The present project presents one solution to a problem on one private company, this company fix heavy engines up to 1 ton.

## I. INTRODUCCIÓN

La empresa necesitaba un soporte con el cual acortar los tiempos de reparación al mínimo necesario. Dicho soporte fue diseñado en base a las medidas y pesos de los

motores que la empresa repara, una vez el motor es colocado sobre la máquina, ésta lo hace girar mediante un sistema de corona sinfín y un motor eléctrico controlado por un selector. Se emplearon análisis de funcionalidad y dimensionamiento, además de herramientas computarizadas como software especializados en diseño para sustentar los cálculos manuales. Se desarrolló procesos de manufactura acordes al diseño final, el proyecto presenta un protocolo de pruebas y un estudio de costos que validan su realización.

## II. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

Tabla 1: Parámetro de diseño

Parámetro	Dimensión
Capacidad máxima de carga	1 ton.
Alto (motor más largo)	1400mm
Ancho (motor más ancho)	1000mm
Largo (motor más largo)	1500mm
Velocidad de giro	5 rpm

Fuente: Autor.

## III. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Para determinar los cálculos y seleccionar los componentes es necesario establecer la forma del

soporte para lo cual se diseña a continuación.

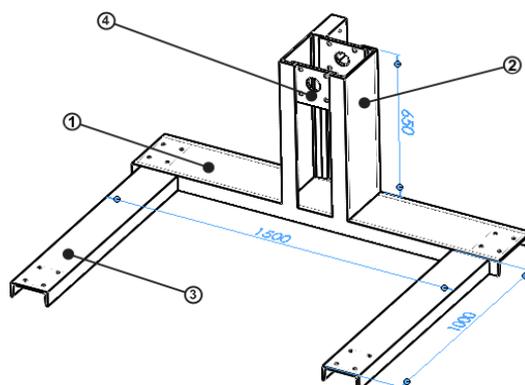


Figura 1: Forma del soporte  
Fuente: Autor.

El soporte tiene su estructura principal dividida en secciones como son: 1) Viga principal. 2) Columna soporte. 3) Brazos estabilizadores. 4) Placas soporte para el conjunto de giro.

### 1) Viga principal

Para diseñar la viga principal se toma en cuenta la carga que va a soportar.

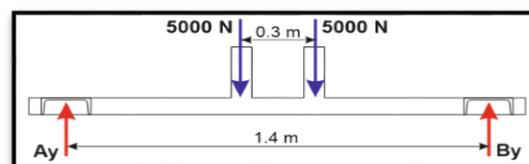


Figura 2: Cargas en viga principal.  
Fuente Autor.

$$\sigma_{flex} \leq \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_y}$$

Reemplazando y despejando se tiene:

$$W_y = \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y} = \frac{2750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 22.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 22.0 \text{ cm}^3$$

Se selecciona el perfil UPAM 10 x 15.30 que tiene un  $W_y = 22.1 \text{ cm}^3$ , por motivos de costo favorable y resistencia suficiente.

## 2) Columna soporte

Para el diseño de la columna soporte se toma en cuenta la teoría de columnas con carga excéntrica.

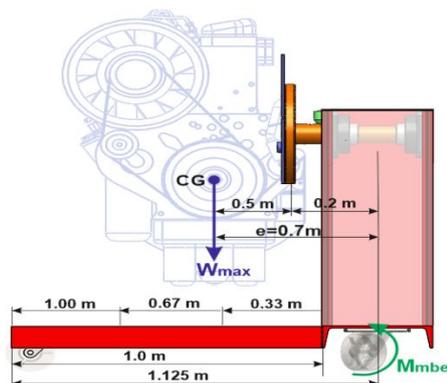


Figura 3: Cargas en columnas y brazos.

Fuente: Autor.

La distancia máxima desde el eje centroidal de la sección transversal hasta el centro de gravedad (máxima excentricidad  $e$ ), se obtiene sumando la distancia desde el eje centroidal hasta la placa de sujeción del motor diésel y la mitad del ancho máximo de los motores.

$$e = 0.2 \text{ m} + \frac{1.0 \text{ m}}{2}$$

$$e = 0.7 \text{ m} = 70 \text{ cm}$$

La longitud efectiva de la columna ( $L_e$ ) viene dado según el texto <sup>7</sup>

$$L_e = K \cdot L = 2.1 \cdot 0.65 \text{ m}$$

$$L_e = 1.365 \text{ m} = 136.5 \text{ cm}$$

La fórmula del radio mínimo de giro se determina así:

$$r = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{5986.54 \text{ cm}^4}{60.64 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 9.93 \text{ cm}$$

**Dónde:**

$I_{min}$  = Momento de inercia mínimo

$A$  = Área de la sección transversal de la columna

La distancia desde el centro de la columna a las fibras exteriores de la transversal viene dado por:

$$c = \frac{h}{2} = \frac{254 \text{ mm}}{2}$$

$$c = 127 \text{ mm} = 12.7 \text{ cm}$$

**Dónde:**

$h$  = Ancho de la columna = 254 mm Por conveniencia se ocupará el mismo perfil que la viga principal.

<sup>7</sup>DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Robert Mott, Segunda edición, Capítulo 6.

### 3) Brazos estabilizadores

Los brazos estabilizadores están sometidos al momento flector  $M_{mbe}$  debido a la carga máxima y la excentricidad con respecto al eje de la columna.

$$M_{mbe} = \frac{W_{max} \cdot e}{2} = \frac{10000 \text{ N} \cdot 0.7\text{m}}{2}$$

$$M_{mbe} = 3500 \text{ Nm}$$

Ya que son dos brazos estabilizadores cada uno debe resistir la mitad del momento es decir:

$$M_{mbe1} = 1750 \text{ Nm}$$

De forma semejante a la viga principal, a partir del momento se determina el módulo de la sección  $W_y$  del perfil requerido para soportar la carga sin fallar:

$$W_y = \frac{M_{mbe1} \cdot FS}{S_y} = \frac{1750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 14.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 14.0 \text{ cm}^3$$

En base al módulo de la sección calculado y por disponibilidad en el mercado, se selecciona el perfil UPN 160 que tiene un módulo  $W_y = 18.3 \text{ cm}^3$ .

### Diseño de bancada en Solid Works.

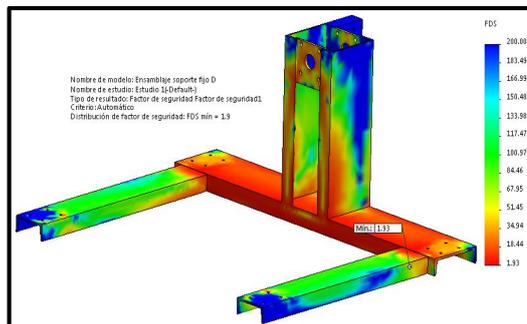


Figura 4: Factor de seguridad en bancada.

Fuente: Autor.

### Diseño del conjunto de giro.

Con  $M_{max} = 1250 \text{ Nm}$  ,  $T_{giro} = 500 \text{ Nm}$  y factor de diseño  $FS = 2$ , se determina el diámetro del eje utilizando la ecuación para el diseño de flechas sujetas a cargas de flexión y torsión mediante la teoría de la energía de distorsión obtenida del texto <sup>8</sup>

$$\phi_{eje} = \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \left( M_{max}^2 + \frac{3}{4} T_{giro}^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 250 \cdot 10^6} \left( 1250^2 + \frac{3}{4} 500^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = 0.0476 \text{ m} = 47.6 \text{ mm}$$

<sup>8</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Joseph Shigley, Octava edición, Capitulo 7.

Por lo tanto, se selecciona un eje con un diámetro estándar de 50 mm

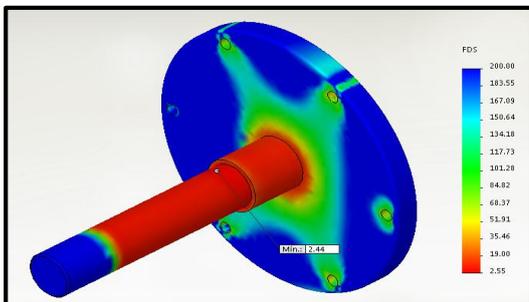


Figura 5: Factor de seguridad en eje.

Fuente: Autor.

### Diseño de la placa soporte para chumaceras

Para este efecto se utilizara la herramienta Solid Works para calcular la forma correcta de las placas de soporte para chumaceras.

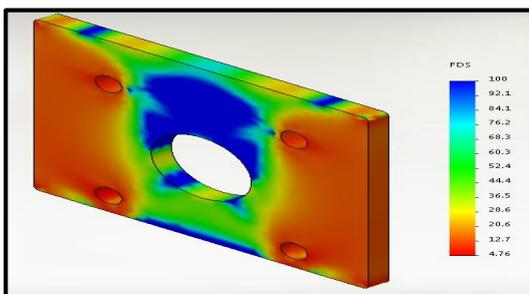


Figura 6: Diseño de placas soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.

### Selección de reductores de velocidad y motor eléctrico

Para seleccionar el conjunto reductor y el motor eléctrico se tomó en cuenta lo siguiente:

$$i_T = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{max}} = \frac{1800 \text{ rpm}}{5 \text{ rpm}}$$

$$i_T = 360$$

Se deben seleccionar dos reductores con esta relación de velocidad.

$$T_{red} = \frac{T_{giro}}{i_{red}} = \frac{500 \text{ Nm}}{20}$$

$$T_{red} = 25 \text{ Nm}$$

Se seleccionan los reductores Rossi 402 que tienen un torque de 25,4Nm

El fabricante especifica que para este reductor el motor eléctrico adecuado es de 1Hp.

### Diseño de la placa intercambiable

Para sujetar el motor a ser reparado se diseña una placa intercambiable en base a las medidas de los agujeros de los motores en su parte lateral y así tenemos:

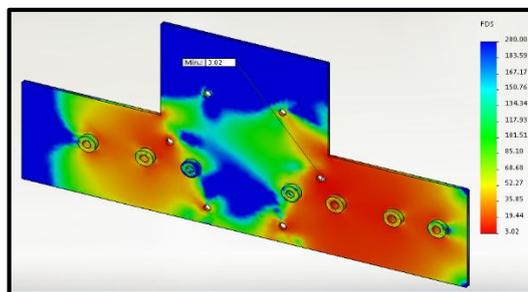


Figura 7: Diseño de la placa intercambiable.

Fuente: Autor.

### Diseño del pin de bloqueo

Para bloquear el giro del eje y tener un mecanismo de seguridad se tomará en cuenta un pin de bloqueo para lo cual se diseña de la siguiente manera.

$$F_C = \frac{T_{giro}}{r} = \frac{2 \cdot T_{giro}}{\Phi_{eje2}}$$

$$F_C = \frac{2 \cdot 500 \text{ Nm}}{0.06 \text{ m}}$$

$$F_C = 16666,7 \text{ N}$$

Para un pin de 12 mm de diámetro, el esfuerzo cortante en el pin viene dado por:

$$\tau_c = \frac{F_C}{A_C} = \frac{4 \cdot F_C}{\pi \cdot \Phi_{pin}^2}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 16666.7}{\pi \cdot 0.012^2}$$

$$\tau_c = 147.36 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 147.36 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_1 + \sigma_2^2}$$

$$\begin{aligned} \sigma' &= \sqrt{3 \cdot \tau_c^2} = 1.732 \cdot \tau_c \\ &= 1.732 \cdot 147.36 \end{aligned}$$

$$\sigma' = 255.25 \text{ Mpa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Deformación tomada del texto de Joseph Shigley Diseño

de elementos de máquinas Cap. 6, se tiene que el factor de seguridad ( $FS$ ) viene dado por:

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

$$FS = \frac{634.3 \text{ Mpa}}{255.25 \text{ Mpa}}$$

$$FS = 2.48$$

Por lo tanto, el diámetro del pin de 12 mm, es el adecuado.

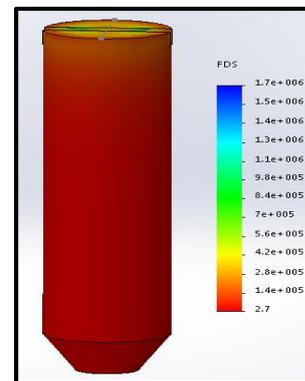


Figura 8: Diseño de pin de bloqueo.

Fuente Autor.

#### IV. CONCLUSIONES

- Mediante la función de la calidad se identifica los parámetros de diseño con los que tiene que contar la máquina de acuerdo a la necesidad del cliente.
- El proceso de analizar las funciones que desempeña la máquina permite esquematizar un orden de forma y diseño para seleccionar elementos y mecanismos.
- La selección de soluciones para cada paso del funcionamiento del soporte, representa la mejor forma de establecer un proceso de selección adecuado y analítico.
- A través de las pruebas de campo es posible validar el diseño y construcción de la máquina.

#### V. RECOMENDACIONES

- Utilizar un software de diseño para obtener dimensiones y resultados de análisis con precisión elevada, pudiendo modificar con facilidad.
- El soporte es universal para los motores que la empresa repara, si se desea incluir otra gama de motores que

sean más pesados se deberá cambiar los parámetros de dimensionamiento y diseño.

- El material no siempre tiene que ser ASTM A36, en cuanto cumpla el factor de diseño se puede utilizar cualquier material que este a favor en costo y disponibilidad.
- Revisar periódicamente el lubricante de los conjuntos reductores y el manual de mantenimiento del soporte.

#### VI. BIBLIOGRAFÍA

- Mott, Robert. (1999). Diseño de Elementos de Máquinas, 4ed. México D.F. Pearson.
- Shigley, Joseph. (2002). Diseño de Elementos de Máquinas, 8ed. Estados Unidos. Mcgraw Hill.
- Instituto Americano de Construcción del Acero. (1970). Manual de Construcción del Acero, 7ed. Estados Unidos.
- Riba, Carles. (2002). Diseño Concurrente.
-

## BIOGRAFÍA



*David Burbano, nació en Quito – Ecuador, Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como jefe de taller un su propio negocio.*



*Héctor Terán, nació en Latacunga – Ecuador. Es ingeniero Electromecánico, estudios de posgrado en Redes Industriales, Gestión de energías, Seguridad industrial y riesgos de trabajo, Docente tiempo parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga.*



*Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.*

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE  
EXTENSIÓN LATACUNGA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el Señor Nelson David Burbano Pozo bajo mi supervisión.

.....  
Ing. FÉLIX MANJARRÉS  
DIRECTOR

.....  
Ing. HÉCTOR TERÁN  
CODIRECTOR

.....  
Ing. JUAN CASTRO  
DIRECTOR DE LA CARRERA

.....  
Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA  
SECRETARIO ACADEMICO