

# ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO



## CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

### TÍTULO DEL PROYECTO

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DE  
RESORTES AUTOMATIZADA DE PINZAS PARA ROPA PARA  
LA EMPRESA TENSORTEC”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECATRÓNICO**

**REALIZADO POR:**

**CHRISTIAN DAVID TORO CISNEROS**

**ALEX DAVID VELARDE LABANDA**

**DIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ R.**

**CODIRECTOR: ING. DIEGO MORILLO S.**

**Sangolquí, 20 de Noviembre de 2013**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

El proyecto “**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DE RESORTES AUTOMATIZADA DE PINZAS PARA ROPA PARA LA EMPRESA TENSORTEC**”, fue realizado en su totalidad por Christian David Toro Cisneros y Alex David Velarde Labanda, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

---

**Ing. José Pérez R.**  
**DIRECTOR**

---

**Ing. Diego Morillo S.**  
**CODIRECTOR**

## LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DE RESORTES  
AUTOMATIZADA DE PINZAS PARA ROPA PARA LA EMPRESA  
TENSORTEC”**

**ELABORADO POR:**

---

Christian David  
Toro Cisneros

---

Alex David  
Velarde Labanda

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

---

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica

**Ing. Luis Echeverría**

Sangolquí, 20 de Noviembre de 2013

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

### **AUTORIZACIÓN**

Nosotros: Christian David Toro Cisneros y Alex David Velarde Labanda

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DE RESORTES AUTOMATIZADA DE PINZAS PARA ROPA PARA LA EMPRESA TENSORTEC”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

---

Christian David  
Toro Cisneros

---

Alex David  
Velarde Labanda

Sangolquí, 20 de Noviembre de 2013



## DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Alex David Velarde Labanda

Christian David Toro Cisneros

### **Declaramos que:**

El proyecto de grado "**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DE RESORTES AUTOMATIZADA DE PINZAS PARA ROPA PARA LA EMPRESA TENSORTEC**", ha sido desarrollado mediante la investigación e innovación de David Velarde, Christian Toro y la empresa TENSORTEC respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

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

Sangolquí, 20 de Noviembre de 2013.

---

Christian David  
Toro Cisneros

---

Alex David  
Velarde Labanda

## DEDICATORIA

*Dedico el presente proyecto de tesis en especial a mi madre y a mi novia por apoyarme en todos los aspectos de mi vida, y agradecerles por tantos consejos y jaladas de oreja; en segundo lugar a dios por mostrarme que en la vida las cosas que se hacen correctamente salen bien; y en tercer lugar al resto de mi familia por haber estado siempre pendiente del desarrollo de este escrito.*

**Christian David Toro Cisneros**

## **DEDICATORIA**

*Dios y Mi Familia.*

***Alex David Velarde Labanda***

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mi madre por su incondicional apoyo, por haber invertido en mi tiempo, consejos y dinero; y por todo el cariño que me ha brindado siempre, gracias madre por ser más que una madre una amiga y por haber hecho que la primera de mis grandes metas se haya podido lograr, eres la mejor.

Agradezco a mi novia por haber estado ahí siempre a mi lado, luchando juntos por lograr nuestras metas, gracias por tu amor y comprensión, este es un paso más para poder lograr nuestra meta final.

Agradezco a Dios por mostrarme tantas cosas en el camino, y por no dejarme desfallecer en momentos difíciles, por todas las cosas que parecían imposibles pero que gracias a él pudieron realizarse.

Agradezco a mi padre por su preocupación y su apoyo para que este proyecto se pueda realizar.

Por último agradezco a todas esas personas que estuvieron pendientes del desarrollo de esta tesis, gracias por su preocupación y apoyo moral, les doy las gracias desde el fondo de mi corazón.

***Christian David Toro Cisneros***

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a todos aquellos que en su momento me apoyaron y me llenaron de fuerzas en momentos complicados.

***Alex David Velarde Labanda***

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....	v
DEDICATORIAS.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	viii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	1
ÍNDICE DE FIGURAS.....	4
ÍNDICE DE TABLAS.....	10
RESUMEN.....	11

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

1	<b>PREÁMBULO</b> .....	<b>12</b>
1.1	ANTECEDENTES .....	12
1.1.1	GENERALIDADES .....	12
1.1.2	INTRODUCCIÓN GENERAL.....	13
1.1.3	PRODUCCIÓN DE RESORTES PARA PINZA DE ROPAS MECÁNICA.....	14
1.2	DEFINICIÓN DEL PROYECTO.....	19
1.2.1	HIPÓTESIS .....	20
1.3	OBJETIVOS .....	20
1.3.1	OBJETIVO GENERAL.....	20
1.3.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS .....	20
1.4	ALCANCE DEL PROYECTO.....	21
1.4.1	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	21
1.5	JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	22
<b>2</b>	<b>REQUISITOS Y RESTRICCIONES DE LA MÁQUINA</b> .....	<b>24</b>
2.1	DETERMINACIÓN DE LAS CAPACIDADES DE LA MÁQUINA .....	24
2.2	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	25
2.2.1	ANÁLISIS QFD.....	25
2.2.2	DEFINICIÓN DE REQUISITOS DEL CLIENTE .....	27
2.2.3	REQUERIMIENTOS TÉCNICOS.....	27
2.2.4	MATRIZ QFD .....	29
2.3	CONCLUSIONES DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	32
2.3.1	BOSQUEJO INICIAL DE LA MÁQUINA DE RESORTES .....	34
<b>3</b>	<b>SIMULACIÓN DEL SISTEMA MULTICUERPO</b> .....	<b>35</b>
3.1	SIMULACIÓN VIRTUAL DE ESFUERZOS.....	35
3.1.1	VALIDACIÓN Y SELECCIÓN DE MATERIALES.....	35
3.2	SIMULACIÓN DE LOS SENSORES EN PROGRAMAS DE SIMULACIÓN ELECTRÓNICA.....	46
3.2.1	VALIDACIÓN Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELECTRÓNICOS.....	47
3.2.2	SELECCIÓN PLC.....	49
3.2.3	SELECCIÓN MICRO CONTROLADOR .....	53
3.3	SIMULACIÓN NEUMÁTICA DE CILINDROS. ....	60

3.3.1	SELECCIÓN DE CILINDROS Y ELECTROVÁLVULAS .....	64
3.4	PROGRAMACIÓN SERVOMOTOR .....	75
4	<b>DISEÑO ANALÍTICO Y VIRTUAL CON SOFTWARE CAD/CAE.....</b>	<b>79</b>
4.1	DISEÑO MECÁNICO .....	79
4.1.1	SISTEMA DE ORIENTACIÓN DE PIEZAS DE ENSAMBLE.....	79
4.1.2	DIMENSIONAMIENTO ANALÍTICO DE LA MÁQUINA.....	83
4.1.3	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	117
4.1.4	SISTEMA ESTRUCTURAL .....	118
4.2	DISEÑO NEUMÁTICO .....	121
4.2.1	DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS Y SECUENCIAS NEUMÁTICAS ....	121
4.2.2	ANÁLISIS DE TIEMPOS DE CICLOS NEUMÁTICOS.....	129
4.3	DISEÑO Y ACONDICIONAMIENTO DE SENSORES MECATRÓNICOS .....	131
4.4	DISEÑO DE SEGURIDADES PARA LA MÁQUINA .....	140
5	<b>CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO .....</b>	<b>142</b>
5.1	DETALLES DE CONSTRUCCIÓN .....	142
5.1.1	PROCESOS DE MAQUINADO Y FABRICACIÓN.....	143
5.2	CRITERIOS EN EL ACOPLA DE SENSORES.....	154
5.2.1	SENSORES DE PISTONES.....	155
5.3	ADAPTACIÓN DE SENSORES .....	158
5.4	DETALLES DE MÓDULO COMPLETO.....	160
6	<b>PRUEBAS Y PUESTA A PUNTO .....</b>	<b>162</b>
6.1	PRESION EN LOS PISTONES .....	162
6.2	CARRERA PISTONES.....	163
6.2.1	TOPES PISTONES .....	164
6.2.2	AMORTIGUADORES.....	165
6.3	CIZALLAMIENTO.....	165
6.4	DOBLADO.....	166
6.5	CUCHILLAS .....	167
7	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>169</b>
7.1	CONCLUSIONES.....	169
7.2	RECOMENDACIONES .....	170
	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>172</b>
	<b>ANEXOS</b>	



ANEXO 1. PROGRAMACIÓN PLC EN LENGUAJE LADDER

ANEXO 2. ESTUDIO FINANCIERO COSTO-BENEFICIO DE LA MÁQUINA

ANEXO 3. PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR EN MICROBASIC

ANEXO 4. DIAGRAMA DE CONEXIÓN ELECTRO NEUMÁTICA

ANEXO 5. MANUALES DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN

ANEXO 6. PLANOS ELÉCTRICOS Y MECÁNICOS

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Máquina de Resortes de Pinzas para Ropa Mecánica. ....	14
Figura 1.2. Empresa de Tensores Técnicos Industriales Ecuatorianos. ....	15
Figura 1.3. Enderezado y abastecimiento anti retorno de alambre. ....	16
Figura 1.4. Tope de alambre con el vástago de enrollamiento de espiras. ....	16
Figura 1.5. Comienzo de espiralado de alambre. ....	17
Figura 1.6. Final de espiral enrollada alrededor de vástago giratorio. ....	17
Figura 1.7. El punzón de los brazos del resorte baja para que éstos se formen. ....	18
Figura 1.8. Doblado de primer brazo del resorte. ....	18
Figura 1.9. Doblado y cortado del brazo restante del resorte. ....	19
Figura 2.1. Valoración. ....	29
Figura 2.2. Pre-diseño de máquina de resortes automatizada. ....	34
Figura 3.1. Entorno de Análisis de Tensión de Software Autodesk Inventor. ....	36
Figura 3.2. Ejemplo de mallado en una pieza. ....	37
Figura 3.3. El software trabaja solo en la región lineal del material. ....	38
Figura 3.4. Acceso al entorno de Análisis Estático. ....	41
Figura 3.5. Asignación de material a la pieza. ....	41
Figura 3.6. Restricción fija en una de las caras de la pieza. ....	42
Figura 3.7. Carga sobre la cara superior de la pieza. ....	42
Figura 3.8. Vista de malla del elemento en análisis. ....	43
Figura 3.9. Distribución de Esfuerzos. ....	44
Figura 3.10, Simbología sensores magnéticos. ....	48
Figura 3.11. Programación en escalera parte 1. ....	48
Figura 3.12. Programación en escalera parte 2. ....	49
Figura 3.13. Programación en escalera parte 3. ....	49
Figura 3.14. Controlador Lógico Programable PLC LOGO Siemens. ....	50
Figura 3.15. Diagrama PLC LOGO Siemens. ....	51
Figura 3.16. PLC xinje. ....	52
Figura 3.17. Diagrama PIC 16f877a. ....	53
Figura 3.18. Pantalla LCD 16X2. ....	54

Figura 3.19. Conexiones PIC .....	55
Figura 3.20. Conexiones Pantalla LCD 16X2 4bits .....	56
Figura 3.21. Placa PIC (parte posterior).....	56
Figura 3.22. Placa PIC (parte superior).....	57
Figura 3.24. Declaraciones comandos LCD lenguaje Basic .....	58
Figura 3.23. Librerías mikrobasic para LCD .....	58
Figura 3.25. Inicialización librería LCD.....	59
Figura 3.26. Simulación cuenta LCD.....	59
Figura 3.27. Simulación alerta carrete LCD.....	60
Figura 3.28. Ubicación pistones.....	61
Figura 3.29. Primera parte de la secuencia .....	61
Figura 3.30. Segunda parte de la secuencia .....	62
Figura 3.31. Tercera parte de la secuencia .....	62
Figura 3.32. Cuarta parte de la secuencia.....	63
Figura 3.33. Circuito neumático .....	63
Figura 3.34. Figura ejemplo selección cilindros .....	65
Figura 3.35. Selección masa PropNeu.....	65
Figura 3.36. Parámetros de funcionamiento pistón .....	66
Figura 3.37. Parámetros accionamientos pistón .....	66
Figura 3.38. Pistones sugeridos .....	67
Figura 3.39. Simbología ISO para pistones .....	67
Figura 3.40. Parámetros de simulación del pistón .....	68
Figura 3.41. Resultados simulación pistón .....	69
Figura 3.42. Listado de piezas y aditamentos para pistón .....	69
Figura 3.43. Características pistón DNC-32-100 .....	70
Figura 3.44. Características pistón DSNU-25-50 .....	71
Figura 3.45. Circuito neumático con pistones seleccionados .....	72
Figura 3.46. Consumo de aire pistón .....	73
Figura 3.47. Bobinas Nass Magnet .....	74
Figura 3.48. Servodriver y servomotor.....	75
Figura 3.49. Conexión PLC-servomotor.....	75
Figura 3.50. Configuración tren de pulsos .....	76

Figura 3.51. Diagrama control servomotor .....	77
Figura 4.1. Máquina automatizada de resortes, vista frontal y posterior. ....	79
Figura 4.2. Elementos que componen la alimentación de alambre al sistema. ....	80
Figura 4.3. Mecanismo para crear las espiras del resorte .....	80
Figura 4.4. Mecanismo para obtener el avance de las espiras. ....	81
Figura 4.5. Sistema para determinar el ancho del resorte. ....	82
Figura 4.6. Pistón para doblado y corte. ....	82
Figura 4.7. Base rodillos enderezadores .....	84
Figura 4.8. Distribución de carga sobre la base de enderezado .....	84
Figura 4.9. Simulación Base de Enderezado, Tensión de Von Mises .....	85
Figura 4.10. Simulación Base de Enderezado, Desplazamiento.....	85
Figura 4.11. Simulación Base de Enderezado, Coeficiente de seguridad.....	86
Figura 4.12. Simulación, Coeficiente de seguridad con carga máxima .....	86
Figura 4.13. Geometría de placa analizada.....	87
Figura 4.14. Diagrama de cuerpo libre de la placa analizada.....	88
Figura 4.15. Elemento equivalente para el análisis de von Mises.....	89
Figura 4.16. Plano de aplicación de fuerza y momento.....	89
Figura 4.17. Diagrama de cuerpo para calcular el desplazamiento máximo.....	92
Figura 4.18. Base Pistón Eje Envolvente.....	92
Figura 4.19. Distribución de carga sobre la base pistón eje envolvente.....	93
Figura 4.20. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Tensión de Von Mises .....	93
Figura 4.21. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Desplazamiento.....	94
Figura 4.22. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Coeficiente de seguridad.....	94
Figura 4.23. Simulación Base de Pistón Eje Envolvente, Coeficiente de seguridad con carga máxima. ....	95
Figura 4.24. Conjunto Brazo Basculante .....	96
Figura 4.25. Distribución de carga sobre el conjunto de brazo basculante .....	96
Figura 4.26. Simulación Conjunto de Brazo Basculante, Tensión de Von Mises .....	97
Figura 4.27. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Desplazamiento .....	97
Figura 4.28. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Coeficiente de seguridad .....	98
Figura 4.29. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Coeficiente de seguridad con carga máxima.....	98

Figura 4.30. Eje principal.....	99
Figura 4.31. Distribución de carga sobre el eje principal.....	100
Figura 4.32. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Tensión de Von Mises .....	100
Figura 4.33. Simulación Eje Principal, Desplazamiento .....	101
Figura 4.34. Simulación Eje Principal, Coeficiente de seguridad .....	101
Figura 4.35. Simulación Eje Principal, Coeficiente de seguridad con carga máxima .....	102
Figura 4.36. Diagrama de fuerzas y reacciones.....	103
Figura 4.37. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes con $W_t$ .....	104
Figura 4.38. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes con $W_r$ .....	105
Figura 4.39. Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a flexión inversa. ....	107
Figura 4.40. Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a torsión inversa.....	107
Figura 4.41. Factores concentradores de esfuerzos en cuñeros.....	110
Figura 4.42. Diagrama de pendientes (superior) y deflexiones transversales (inferior) con $W_t$ .....	112
Figura 4.43. Diagrama de pendientes (superior) y deflexiones transversales (inferior) con $W_r$ .....	113
Figura 4.44. Vida nominal del rodamiento comercial NTN.....	115
Figura 4.45. Sistema de alimentación del alambre con anti retorno. ....	117
Figura 4.46. Vista completa y seccionado de mecanismo anti retorno.....	117
Figura 4.47. Bancada.....	118
Figura 4.48. Distribución de carga sobre la bancada .....	119
Figura 4.49. Simulación Bancada, Tensión de Von Mises.....	119
Figura 4.50. Simulación Bancada, Desplazamiento .....	120
Figura 4.51. Simulación Bancada, Coeficiente de seguridad.....	120
Figura 4.52. Simulación Bancada, Coeficiente de seguridad con carga máxima .....	121
Figura 4.53. Pieza 3500.....	122
Figura 4.54. Selección diámetros de pistones.....	123
Figura 4.55. Selección de diámetro.....	124
Figura 4.56. Velocidad vs Kg .....	125
Figura 4.57. Selección de diámetro de tubería.....	128
Figura 4.58. Ciclos neumáticos.....	129
Figura 4.59. Grafico de estado secuencia neumática.....	130

Figura 4.60. Corriente vs Ancho de pista.....	131
Figura 4.61. Distancia anillo anular .....	132
Figura 4.62. Agujeros de fijación .....	132
Figura 4.63. Alivio de esfuerzos.....	133
Figura 4.64. Capacitores desacopladores .....	133
Figura 4.65. Distribución energía PCB.....	134
Figura 4.66. Software cálculo de ancho de pista .....	137
Figura 4.67. Ancho de pista placa PIC.....	138
Figura 4.68. Placa fuente 5V.....	138
Figura 4.69. Placa PIC.....	139
Figura 4.70. Alerta ciclo pausado .....	140
Figura 4.71. Alerta carrete vacío.....	141
Figura 5.1. Pieza ejemplo maquinado.....	142
Figura 5.2. Procesos de maquinado.....	143
Figura 5.3. Fresado.....	144
Figura 5.4. Pieza cuadrada .....	145
Figura 5.5. Fresa CN .....	145
Figura 5.6. Reloj de precisión .....	146
Figura 5.7. Entenalla.....	147
Figura 5.8. Pieza 2900 maquinado de ángulo.....	148
Figura 5.9. Entenalla de ángulo.....	148
Figura 5.10. Fresadora CNC HASS.....	149
Figura 5.11. Control HASS.....	149
Figura 5.12. Programación control HASS.....	150
Figura 5.13. Torno.....	151
Figura 5.14. Mandril torno .....	151
Figura 5.15. Erosionadora.....	152
Figura 5.16. Pieza 3300 anti retorno .....	153
Figura 5.17. Detalle conicidad pieza 3300.....	153
Figura 5.18. Pieza 3320 empaque cónico.....	154
Figura 5.19. Pieza 3300.....	154
Figura 5.20. Pistones neumáticos .....	155

Figura 5.21. Sensor magnético fin de carrera .....	155
Figura 5.22. Circuito interno sensor magnético dos hilos.....	156
Figura 5.23. Posición sensores.....	157
Figura 5.24. Activación Sensores magnéticos.....	158
Figura 5.25. Acople pistón DNCB.....	159
Figura 5.26. Sujetadores Sensores DSNU .....	159
Figura 5.27. Máquina sin sub-ensambles .....	160
Figura 5.28. Eje de alineamiento .....	160
Figura 5.29. Sub-ensamble Soldado .....	161
Figura 5.30. Integración de sub-ensambles.....	161
Figura 6.1. Reguladores de caudal.....	163
Figura 6.2. Sensores de proximidad magnética .....	164
Figura 6.3. Topes metálicos .....	164
Figura 6.4. Amortiguador .....	165
Figura 6.5. Cizallamiento.....	166
Figura 6.6. Doblado.....	167
Figura 6.7. Cuchillas .....	167

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Requisitos de la empresa para la máquina.....	27
Tabla 2.2. Requerimientos generales de toda la máquina como sistema .....	28
Tabla 2.3. Matriz QFD del sistema modular mecatrónico .....	30
Tabla 2.4. Requerimientos técnicos de la máquina en porcentajes .....	31
Tabla 2.5. Clasificación de requerimientos en orden de importancia.....	32
Tabla 2.6. Partes generales de pre-diseño de máquina automatizada.....	34
Tabla 3.1. Comandos disponibles para el análisis de tensión en software Inventor.....	39
Tabla 3.2. Componentes lógicos de control.....	50
Tabla 3.3. Condiciones de trabajo PLC.....	52
Tabla 4.1. Peso de los principales componentes de la máquina.....	83
Tabla 4.2. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo .....	106
Tabla 4.3. Parámetros en el factor de condición superficial de Marin.....	108
Tabla 4.4. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.....	109
Tabla 4.5. Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones transversales.....	113
Tabla 4.6. Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas.....	115
Tabla 4.7. Carga estática del fabricante correspondiente a diámetro interior 20mm. 116	116
Tabla 4-8. Factor de funcionamiento.....	122
Tabla 4-9. Selección de tubería neumática .....	127



## RESUMEN

En la presente tesis se desarrolla todo lo referente al diseño y construcción de una máquina electro neumática para la producción de resortes de pinza de ropa. La Empresa TENSORTEC es una empresa que entre otros productos ofrece pinzas de ropa, debido a la gran demanda de estas la empresa se ha visto en la obligación de tener maquinaria más precisa en el ámbito de los resortes ya que la maquinaria que se utiliza es maquinaria basada en un árbol de levas que comanda a toda la secuencia, es decir es una máquina netamente mecánica, y debido a esto es muy difícil reconfigurar a la misma en el ámbito de reducción o aumento en el número de espiras, la distancia entre espiras del resorte o la secuencia de cada parte de la máquina, es por esto que el presente diseño se lo realizó con un PLC para poder cambiar de forma electrónica a la secuencia, sin necesidad de fabricar nuevas levas o piezas; se utilizó un servomotor para controlar el número de espiras, y se reguló cada entrada de aire en los pistones neumáticos para poder controlar el movimiento de las mismas, además se cuenta con una pantalla que indica al operario el conteo de resortes y si existe alguna alarma, de esta forma se garantiza la producción; estas alarmas se activan cuando la máquina encuentra un problema como no finalización de ciclo o que le falte alambre al carrete de alimentación; la pantalla LCD de 2x16 funciona mediante un PIC 16f877a que recibe del PLC las señales de conteo de resortes y alarmas existentes.

### Palabras clave:

- PLC
- LCD 2x16
- PIC 16f877a
- Electro neumático.

## **CAPÍTULO I**

### **1 PREÁMBULO**

#### **1.1 ANTECEDENTES**

La industria plástica ecuatoriana ha encontrado en la incorporación de nuevos productos, la inversión en tecnología y el ahorro de materia prima los soportes para crecer, pese al alto costo mundial de la materia prima necesaria para la producción.

En la actualidad la producción de pinzas para ropa emplea sistemas y máquinas en un 90% mecánicas, como por ejemplo, movimientos dados con levas, abasto de material con un desperdicio considerable para la producción total, sin un sistema de control autónomo brindando pocas seguridades para el operador y la máquina, además de un tiempo que es reducible entre pieza y pieza.

##### **1.1.1 GENERALIDADES**

En éste primer capítulo se describe de manera global el motivo del presente proyecto de grado. En principio, se presenta antecedentes de la industria productora de plásticos y de manera específica de pinzas para ropa, la tecnología con la que en la actualidad son fabricadas en el Ecuador y la importancia económica, así como la descripción de la situación problemática que motivó a la empresa TENSORTEC a diseñar e implementar una máquina automatizada para la fabricación de una de las partes de la pinza para ropa como es el resorte de éstas. Se explican las contribuciones y el producto

resultante de la investigación. Finalmente se exponen la hipótesis, el objetivo y la estructura del presente proyecto.

### **1.1.2 INTRODUCCIÓN GENERAL**

El rápido cambio tecnológico por el que atraviesa el mundo contemporáneo, con los grandes avances en las tecnologías de la información y las comunicaciones, así como la biotecnología y los nuevos materiales, plantean una serie de oportunidades y desafíos a la sociedad y a la estructura productiva de los distintos países a nivel mundial. De esta forma, es común escuchar que aquellos países que no logren adaptar para sí las transformaciones impulsadas por las nuevas tecnologías en la industria, agricultura, salud, medio ambiente, energía, educación y otros sectores, corren el riesgo fatal de quedarse a la zaga en términos de desarrollo y bienestar; y más aún en el caso particular de los países en desarrollo, de profundizar la llamada brecha tecnológica que los separa del mundo industrializado.

Visto en perspectiva amplia, lo que se ve hoy en día es la consolidación de un proceso que se inició con la revolución industrial en Inglaterra en la segunda mitad del siglo XVIII, y que se ha venido acelerando en los últimos cien años, gracias a los grandes avances en campos como el transporte, la generación de energía, las comunicaciones y la medicina. Este proceso de avance científico-tecnológico tiene como su manifestación más clara la elevación de los estándares de vida de la población, y la transformación de una serie de condiciones relacionadas con la forma de vida y trabajo de las personas.

Desde el punto de vista económico, la repercusión clave de este proceso es la mayor importancia adquirida por la tecnología como factor de producción, esto gracias a los cambios que ésta ha hecho posible en aspectos tales como la naturaleza de los bienes producidos, los mercados y la competencia internacional. Todo esto se ha visto acompañado (y en gran parte ha sido consecuencia) del incremento del contenido tecnológico de los bienes y servicios, derivado del conocimiento científico, conceptos avanzados de diseño,

materiales inteligentes, automatización, software, conceptos avanzados de servicio y descubrimientos médicos y biológicos entre otros.

El principal aporte del presente trabajo consiste en el diseño e implementación de una máquina para la producción de resortes de acero necesarios para el ensamblaje de pinzas plásticas para ropa mismas que son ensambladas por la empresa Tensortec Ecuador S.A, se plantea además, mejorar los tiempos de producción actuales, disminuir el desperdicio del material, entre otros factores que conllevan a crecer tecnológicamente y económicamente a la empresa.

### 1.1.3 PRODUCCIÓN DE RESORTES PARA PINZA DE ROPAS MECÁNICA

La producción de resortes de pinzas es un proceso mecánico que se sincroniza mediante un árbol de levas, está movido por un motor eléctrico que transmite el movimiento de rotación tanto a un pequeño vástago que da la forma circular del resorte como a todo el árbol de levas.



**Figura 1.1. Máquina de Resortes de Pinzas para Ropa Mecánica.**

El mecanismo está conformado por un pistón de alimentación que a la vez se mueve horizontalmente para poder dar el paso al resorte, un pequeño vástago giratorio que da vueltas el alambre, un punzón que da forma al resorte, y por último una cuchilla que sirve para cortar el alambre al final del proceso, este proceso al ser netamente mecánico tiene fallas debido a que los mecanismos con el tiempo y la vibración pierden precisión.

La tecnología avanza y una empresa como TENSORTEC ECUADOR S.A decide estar a la vanguardia optimizando su manufactura, específicamente en la producción de los resortes de pinzas para ropa, mejorar con éste proyecto en desarrollo su cantidad de resortes diarios fabricados con mayor eficiencia en el material y en los tiempos del proceso de obtención del resorte desde la alimentación del alambre, pasando por su espiralado y doblado hasta llegar a su cortado y conteo automático.



**Figura 1.2. Empresa de Tensores Técnicos Industriales Ecuatorianos.**

Definiendo el Resorte de Acero como a un operador elástico capaz de almacenar energía y desprenderse de ella sin sufrir deformación permanente cuando cesan las fuerzas o la tensión a las que es sometido, en la mecánica es conocido erróneamente como "muelle" varían así de la región o cultura.

#### **1.1.3.1 Descripción de secuencias**

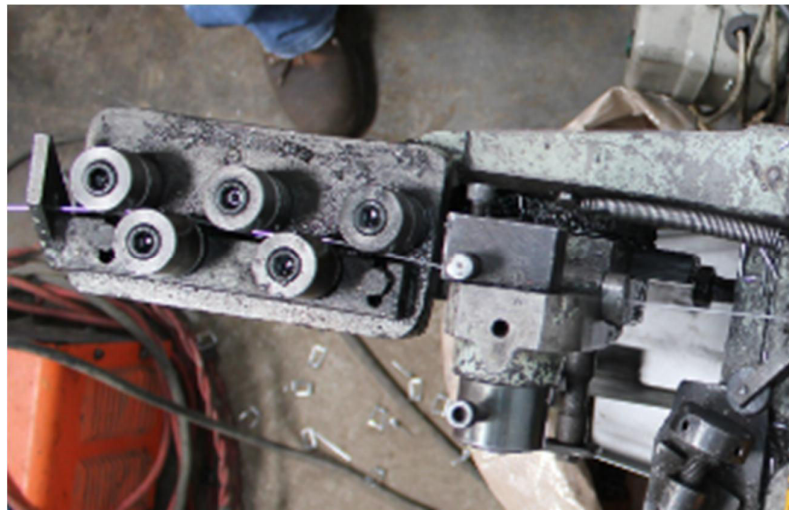
Esta máquina se sincroniza mediante un árbol de levas, este es movido por un motor eléctrico que transmite el movimiento de rotación a un pequeño vástago que da la forma circular del resorte como a todo el árbol de levas.

Inicialmente el mecanismo está conformado por un pistón mecánico que está unido al árbol de levas con el cual se alimenta de alambre a la máquina y por un carrete de alambre que alimenta a un pistón que tiene un mecanismo de anti retorno de alambre, este sistema está compuesto por tres cuerpos rodantes esféricos que permiten el paso del alambre al sistema, pero que impiden que retorne.



**Figura 1.3. Enderezado y abastecimiento anti retorno de alambre.**

El alambre es recibido al sistema por un pequeño vástago que tiene una traba la misma que va a alojar al alambre para ser revolucionado por el mismo vástago. Cabe recalcar que el pistón de alimentación descansa sobre un soporte móvil que va a dar el paso al resorte.



**Figura 1.4. Tope de alambre con el vástago de enrollamiento de espiras.**

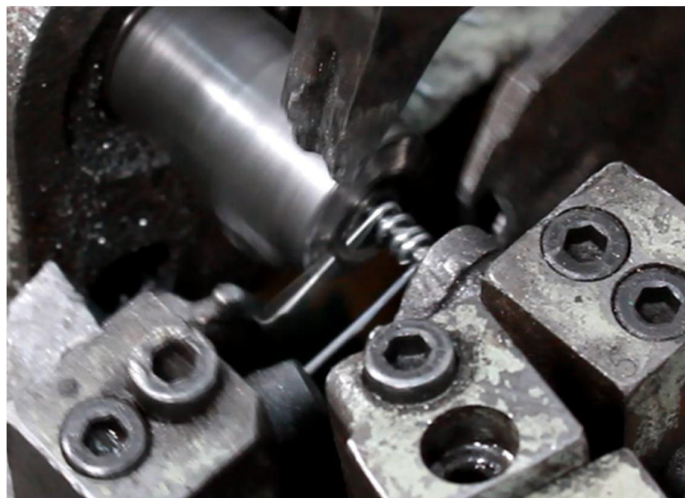
En la segunda etapa se realizará el proceso que dé el paso al resorte; el proceso comienza cuando el alambre ya entro al vástago giratorio y se enganchó con la traba.





**Figura 1.5. Comienzo de espiralado de alambre.**

El alambre inmediatamente comienza a envolverse en el vástago, el soporte móvil da el paso al resorte por medio de un pistón.



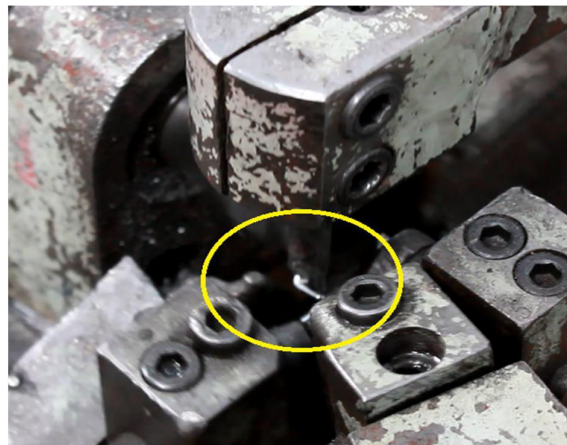
**Figura 1.6. Final de espiral enrollada alrededor de vástago giratorio.**

Al final de esta etapa baja el punzón que da la forma final de los brazos del resorte y ayuda a cortar la punta del alambre de su alimentación.



**Figura 1.7. El punzón de los brazos del resorte baja para que éstos se formen.**

En la siguiente etapa se corta y se da forma a los brazos del resorte, el proceso se realiza cuando el punzón entra en medio de los brazos del resorte casi terminado y el soporte móvil realiza un movimiento más brusco, este soporte tiene un pequeño acople con el cual se dobla un brazo del resorte:



**Figura 1.8. Doblado de primer brazo del resorte.**

El último paso es cortar al siguiente brazo y doblarlo con el punzón para darle forma, esto se realiza con un pistón que al final de la carrera del pistón de paso del resorte corte y doble el brazo final del mismo.





**Figura 1.9. Doblado y cortado del brazo restante del resorte.**

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROYECTO**

Entre los principales inconvenientes dentro de los procesos industriales en la empresa TENSORTEC ECUADOR S.A en su línea de producción de pinzas para ropa están: la pérdida de material, ineficiencia en el tiempo de producción, insuficientes seguridades en máquinas actuales para el operador entre otros, debido a que no se tiene maquinaria automatizada para poder mantener un proceso más preciso. La maquinaria utilizada por muchas empresas se rige por mecanismos controlados por levas y motores eléctricos que no tienen un control automatizado.

Actualmente, la producción de resortes para pinzas que la empresa tiene es de aproximadamente 150 mil mensuales, de las cuales alrededor del 6% (3 mil) es desperdicio, de esta pérdida no se puede recuperar material debido a que el alambre utilizado no se puede regresar al carrete de alimentación porque ya está deformado y cortado. Además, se emplean 2 operadores y tiempos muertos no recuperables por la empresa cuando el sistema de levas presenta descalibraciones.

Es por esto que TENSORTEC dedicada a la fabricación de pinzas para ropa entre otras cosas, se ve en la obligación de producir una máquina que produzca resortes para dichas pinzas; en su mayoría la industria ecuatoriana;

para producir resortes de este tipo, utiliza maquinaria antigua que funciona por medio de un árbol de levas que sincroniza a todos los mecanismos para poder dar el paso del resorte, la longitud de sus brazos, etc. Es por esto que en la siguiente propuesta de tesis se propone mejorar los sistemas antiguos de fabricación de resortes para pinzas de ropa por medios exclusivamente mecánicos con componentes electrónicos y neumáticos que garantizaran una mayor eficiencia en el proceso de producción de resortes.

### **1.2.1 HIPÓTESIS**

Una de las metodologías empleadas para definir los parámetros necesarios para optimizar la máquina de producción de resortes es el método QDC, acompañado de herramientas de diseño, lo cual es determinante a lo largo de todo el diseño que permite corroborar el análisis teórico empleado en cada una de las partes de la máquina. Estas metodologías y herramientas permitirán alcanzar resultados óptimos, eficientes y eficaces.

### **1.3 OBJETIVOS**

Los objetivos que se plantean hacen referencia a los parámetros necesarios para la mejorar la producción de la empresa y el empleo del conocimiento adquirido durante nuestra preparación universitaria.

#### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una máquina de resortes de pinzas para ropa automatizada que permita aumentar la eficiencia actual en la producción de la empresa TENSORTEC.

#### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Disminuir la pérdida de material y aumentar la precisión en referencia a la máquina actual que posee la empresa.
- Implementar un sistema de control que permita reducir el número de operadores en ésta área y emplearlos en otra que la empresa requiera.

- Emplear software que permita simular el comportamiento de la máquina, ciclos de trabajo, esfuerzos, etc., previo a su construcción.
- Optimizar la mayor cantidad posible de recursos económicos a través de un diseño adecuado y seguro.
- Realizar pruebas preliminares a varios resortes para establecer los rangos que definirán el diseño del sistema principalmente.
- Establecer las políticas y parámetros de control que garanticen la calidad del producto terminado.
- Elaborar un manual de uso claro y eficiente para el operario.

#### **1.4 ALCANCE DEL PROYECTO**

Diseñar e implementar una máquina que garantice tecnológicamente y económicamente optimizar el nivel de producción de resortes de pinzas para ropa de la empresa Tensortec Ecuador S.A. mejorando tecnológicamente máquinas existentes actualmente en nuestro país en su mayoría netamente mecánicas con un control autónomo de alimentación y producción del resorte a través de un controlador lógico programable (PLC<sup>1</sup>). Además, implementar políticas y parámetros de calidad para el producto terminado y determinar los diferentes tipos de seguridades que se deberá tener al manipular la máquina.

##### **1.4.1 DESCRIPCION DEL PROYECTO**

La máquina de producción de resortes de acero de pinzas de plástico para ropa comprende un sistema autónomo desde que el material se abastece a la máquina hasta que el resorte como tal es cortado para hacerse una sola pieza que posteriormente será ensamblada a la pinza de plástico en un proceso diferente.

Se emplea un análisis QFD para la selección de alternativas con parámetros que se ajustan a las necesidades de la empresa tratando de

---

<sup>1</sup> PLC: computadora utilizada para automatizar procesos industriales

optimizar el proceso pero siempre teniendo en cuenta la parte económica en la cual se proporcione un equilibrio con la parte tecnológica.

Se ha dividido al proceso de fabricación correspondiente al resorte en tres etapas: la primera etapa es la de alimentación, y se refiere a un sistema de pistones neumáticos que alimenta de alambre de acero el cual inicia en rollos; a la segunda etapa, que es la de torsión y paso del resorte; para posteriormente pasar a la tercera etapa, que es la de doblado y cortado de los brazos del resorte.

En ésta última etapa se emplea además un conteo a través de un sensor para que posteriormente dicho número de resortes fabricados se proyecten en un display LCD.

Durante el diseño de la máquina se emplearan software que serán complementos para un análisis teórico y que su posterior implementación cuente con todos los estudios necesarios para su correcto funcionamiento.

Se realizará pruebas que determinen los rangos finales determinantes de la máquina en cuanto a su producción y seguridades.

Por último, se trabajará en un manual de uso para el operario y de mantenimiento de la máquina donde se especifique los posibles factores que conlleven a una falla y en caso de que ésta se produzca como solucionarla.

## **1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO**

Este proyecto es importante y de rápida ejecución para la empresa TENSORTEC en su línea de producción de pinzas para ropa, debido a que actualmente se realiza la producción de resortes mecánicamente. La máquina posee alrededor de 15 años de uso, con la vibración y el tiempo ha perdido precisión. Para la empresa representa una pérdida económica de aproximadamente 500 dólares americanos mensuales por la pérdida de material (en este caso alambre) y que no se puede reutilizar, operadores y tiempos muertos en descalibraciones.

La proyección al realizar la automatización de la máquina es mantener la producción de 150 mil resortes mensuales (en un futuro aumentarla conforme la demanda), disminuir el desperdicio (menor al 1%) y emplear un solo operador en intervalos de tiempo para verificación y recolección de los resortes únicamente.

Es por esto la importancia de automatizar ésta área de la empresa, de manera que se pueda satisfacer la demanda sin tener una pérdida de materia prima.

Al construir ésta nueva máquina se eliminará el sistema de levas y se reemplazará por un sistema de pistones neumáticos, la alimentación del alambre también estará controlada a través de un PLC aumentando la producción y disminuyendo el desperdicio del material.

## **CAPÍTULO II**

### **2 REQUISITOS Y RESTRICCIONES DE LA MÁQUINA**

En el presente capítulo se detallan las especificaciones técnicas de la máquina, la selección del tipo de automatización que se realizará para la misma y las conclusiones de dicho análisis; es decir este capítulo se refiere a la selección de alternativas (tipo de conexiones, alimentación de la red eléctrica, presión requerida por el sistema, etc.) para satisfacer la capacidad de producción requerida de la máquina para la producción de pinzas.

Antes de introducirse en el ámbito del diseño conceptual del sistema, se realiza una introducción sobre el sistema mecánico actual al cual se requiere automatizar por sus falencias en la precisión al momento de realizar el resorte.

#### **2.1 DETERMINACIÓN DE LAS CAPACIDADES DE LA MÁQUINA**

Una vez revisado las características y capacidades de la máquina actual como un sistema netamente mecánico, se debe determinar las capacidades como una referencia para el diseño conceptual de la máquina es decir si se quiere automatizar el proceso se debe partir de las capacidades anteriores para mejorar la producción y las características de la nueva maquinaria automatizada.

El parámetro más importante para el diseño es la producción; es decir determinar cuántos resortes por minuto van a realizarse por la nueva maquinaria; partiendo del mecanismo de levas antiguo este producía 30 resortes por minuto, por lo que este valor es el punto de partida de todo el diseño conceptual.

El segundo parámetro importante es el tipo de mecanismo que reemplazará al actual, el primer paso es determinar la fuerza que se debe

vencer para poder escoger el mecanismo adecuado; para este caso la fuerza para doblar el alambre #18 acerado JSL (1.74mm que es el utilizado por la empresa) es de aproximadamente 4.5 a 6.5 N. Como se denota la fuerza es muy pequeña y como se requiere velocidad a fuerza la mejor elección es reemplazar el sistema de levas por un sistema neumático.

## **2.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

### **2.2.1 ANÁLISIS QFD**

#### **2.2.1.1 Introducción análisis QFD**

El QFD por sus siglas Quality Function Deployment es un análisis que se realiza para traducir los requerimientos de un cliente a especificaciones técnicas; es decir interpretar las necesidades de un cliente en un lenguaje más propio de la ingeniería que se requiere para el producto o servicio. El despliegue de la función calidad (QFD) es un método de gestión de calidad basado en transformar las demandas del usuario en la calidad del diseño, implementar las funciones que aporten más calidad, e implementar métodos para lograr calidad del diseño en subsistemas y componentes, y en última instancia a los elementos específicos del proceso de fabricación.

#### **2.2.1.2 Pasos para el análisis**

Para el análisis se utilizan una serie de matrices para relacionar la voz del cliente con los requisitos técnicos de un producto, los requisitos de los componentes los planes para el control de procesos y las operaciones de manufactura. Los puntos que se abarcan en este proceso de identificación de parámetros son:

1. Identificar los requisitos del cliente.
2. Identificar los requisitos técnicos.
3. Relacionar los requisitos del cliente con los requisitos técnicos
4. Realizar una evaluación de los productos o servicios competitivos.
5. Evaluar los requisitos técnicos y desarrollar los objetivos.

6. Determinar qué requisitos técnicos se deben desplegar en el resto del proceso de producción/entrega

Para poder realizar un buen análisis QFD se deben seguir los siguientes pasos:

*Paso 1:* Identificar los requisitos del cliente.

La voz del cliente es el principal insumo para el proceso QFD. Se pueden usar muchos métodos para re-copilar información válida del cliente. El paso más difícil y crítico del proceso consiste en captar la esencia de las necesidades y expectativas del cliente. Las palabras del cliente tienen importancia vital para evitar malas interpretaciones por parte de diseñadores e ingenieros.

*Paso 2:* Hacer un listado de los requisitos técnicos que proporcionan las bases para el diseño del producto o servicio.

Los requisitos técnicos son las características de diseño que describen los requisitos del cliente expresadas en el idioma del diseñador o ingeniero. En esencia, explican la "forma" en que la empresa va a responder a los requisitos del cliente. Deben ser medibles, porque los resultados están controlados y se comparan con los objetivos.

*Paso 3:* Desarrollar una matriz de relación entre los requisitos del cliente y los requisitos técnicos.

Los requisitos del cliente se presentan en la columna de la izquierda, los requisitos técnicos se representan en la parte superior. En la matriz misma, los símbolos indican el grado de la relación; se debe poner la puntuación que significa cada grado para así poder dar una puntuación a cada circunstancia.

*Paso 4:* Evaluar los requisitos técnicos del producto que salieron de la matriz QFD; es decir analizar los datos obtenidos en los resultados de la matriz para poder decidir cuáles son las especificaciones técnicas que más se necesitan para el producto.



### 2.2.2 DEFINICIÓN DE REQUISITOS DEL CLIENTE

En el caso de la presente tesis existe un solo cliente que es la empresa TENSORTEC que es la que determina los requerimientos de la máquina de resortes, en tal caso se realizó una reunión con los ingenieros de la empresa los cuales expresaron las características que requería esta máquina; los parámetros son los siguientes:

**Tabla 2.1. Requisitos de la empresa para la máquina**

1	Rapidez en la producción de resortes
2	Precisión en la producción de resortes
3	Fácil mantenimiento de la máquina
4	Tener un conteo de los resortes producidos
5	Alarmas de seguridad
6	Alarma de falta de alambre en el carrete de alimentación
7	Configuración de tiempos en cada etapa de la máquina

Como se puede observar los puntos que requiere el cliente son los puntos clave para automatizar maquinaria. Con estos datos ya se puede pasar al siguiente punto del análisis QFD.

### 2.2.3 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS

En los requerimientos técnicos se debe plantear todas las alternativas que se tienen a la mano para poder solventar los requerimientos del cliente, para tal caso se tiene las siguientes alternativas:

Tabla 2.2. Requerimientos generales de toda la máquina como sistema

	<b>VARIABLES del sistema</b>	<b>Selección de alternativas</b>
<b>Sistema mecánico</b>	Sistema hidráulico	Análisis de velocidad, fuerza, potencia del sistema
	Sistema neumático	
	Pistones	Análisis carrera y tiempos de cada etapa
	Detección de posición	tipos de pistones seleccionados
	Definición de sujeciones de piezas	Análisis mecánico de elementos de máquina
	Robustez de bancada	Análisis mecánico de elementos de máquina
	Sistema de transmisión de potencia	Análisis mecánico de elementos de máquina
<b>Sistema de control</b>	Micro controlador	Determinación de tiempos de respuesta y programación flexible
	PLC	
<b>Interfaz gráfica</b>	HMI	Interfaz amigable para el operador

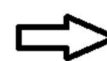
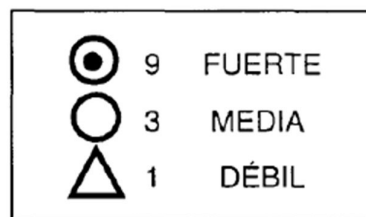


tabla sigue

<b>Medición de variables</b>	Sensores de presencia	Variables a medir como conteo de resortes y alambre en carrete
------------------------------	-----------------------	--

#### 2.2.4 MATRIZ QFD

Esta matriz abarca los puntos 2.4.2 - 2.4.3 y los relaciona entre sí a través de puntajes dados para poder determinar cuáles de los parámetros son importantes, para esto se da una puntuación a cada uno de los requisitos del cliente y se relaciona estos con los requerimientos técnicos a través de la simbología:



**Figura 2.1. Valoración**

Esto determina el grado de la relación entre lo que quiere el cliente y la especificación técnica que solventa el requerimiento de la máquina. Por lo tanto la matriz QFD es la siguiente:

Tabla 2.3. Matriz QFD del sistema modular mecatrónico

Requerimientos cliente	Características técnicas													
	Importancia	Sistema hidráulico	Sistema neumático	Pistones	Detección de sujeciones de posición	Sujecciones de piezas	Robustes de bancada	Transmisión de potencia	Microcontrolador	Servomotor	Motor trifásico	PLC	HMI	Sensores de presencia
1 Rapidez en la producción de resortes	10.0	△	⊙	○	○	○	△	○	△	⊙	△	⊙		
2 Precisión en la producción de resortes	10.0	△	⊙	⊙	○	⊙	△	○	○	⊙	△	⊙		○
3 Fácil mantenimiento de la máquina	6.0	△	⊙	○		△	△	△	△	○	○	△	△	△
4 Tener un conteo de los resortes producidos	8.0								△			△	⊙	⊙
5 Alarmas de seguridad	5.0	△	△	△	○			△	△			⊙	⊙	⊙
6 Alarma de falta de alambre en el carrete de alimentación	3.0								△			○	⊙	⊙
7 Configuración de tiempos en cada etapa de la máquina	2.0	△	△	⊙	○	○	○	○	○	⊙	△	⊙		
	peso/													
	importancia	33	241	161	85	132	26	77	68	250	50	266	150	180
	porcentaje	2,3255814	16,9837914	11,3460183	5,9901339	9,30232558	1,83227625	5,42635659	4,79210712	17,6180409	3,52360817	18,7455955	10,5708245	12,6849894

Tabulando los datos se tiene:

**Tabla 2.4. Requerimientos técnicos de la máquina en porcentajes**

Requerimiento técnico	Porcentaje de importancia
Sistema hidráulico	2,35
Sistema neumático	16,98
Pistones	11,34
Detección de posición	5,99
Definición de sujeciones de piezas	9,30
Robustez de bancada	1,83
Sistema de transmisión de potencia	5,42
Microcontrolador	4,79
Servomotor	19,40
Motor trifásico	5,60
PLC	18,74
HMI	10,57
Sensores de presencia	12,68

Para empezar con el análisis de estos datos es importante entender que este porcentaje representa la importancia que tiene cada requerimiento técnico con respecto a los requisitos planteados primeramente por el cliente.

Se clasificó a los requerimientos en importantes con porcentajes mayores a 15%; requerimientos de importancia media entre 8% y 14% y no importantes menores a 8%.

**Tabla 2.5. Clasificación de requerimientos en orden de importancia**

Requerimiento técnico	IMPORTANTES	IMPORTANCIA MEDIA	NO IMPORTANTES
Sistema hidráulico			X
Sistema neumático	X		
Pistones	X		
Detección de posición			X
Definición de sujeciones de piezas		X	
Robustez de bancada			X
Sistema de transmisión de potencia			X
Microcontrolador			X
Servomotor	X		
Motor trifásico			X
PLC	X		
HMI		X	
Sensores de presencia		X	

### 2.3 CONCLUSIONES DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Como se puede observar los elementos de más importancia para la máquina de resortes son tres, el sistema neumático debido a que con este se tiene mayor rapidez no es tan costoso como el hidráulico y no se debe vencer una fuerza tan grande; es por esto que al momento de elegir entre los dos sistemas el análisis QFD nos ha dado un claro resultado, es decir el sistema adecuado para esta máquina es el sistema neumático.

El segundo parámetro importante por definir son los pistones, pero esto se realizará en el capítulo de diseño mecánico, ya que en este capítulo abarca todo el dimensionamiento técnico, pero es importante mencionar que el análisis QFD nos dice que debemos tener muy en cuenta al momento de dimensionar pistones ya que son un parámetro importante.

El tercer parámetro importante es el tipo de sistema eléctrico de control que se va a utilizar, los dos tipos de control fueron el micro controlador y el PLC, con el cual el porcentaje de mayor importancia es el del PLC ya que es más robusto que el micro controlador al ser un elemento de potencia y es mucho más amigable ya que se puede tener una interfaz gráfica.

El cuarto parámetro importante es el servomotor, este es un parámetro importante ya que de esta forma se tendría un control sobre las espiras que tiene que dar al resorte, de esta forma se tiene una máquina más flexible con la cual se puede configurar desde el PLC el número de espiras con el cual se desea trabajar, ya que el cliente necesita poder configurar de 4 a 6 espiras en el resorte.

Los elementos de importancia secundaria necesitan un análisis mecánico que se realizará posteriormente en el capítulo de diseño mecánico.

### 2.3.1 BOSQUEJO INICIAL DE LA MÁQUINA DE RESORTES

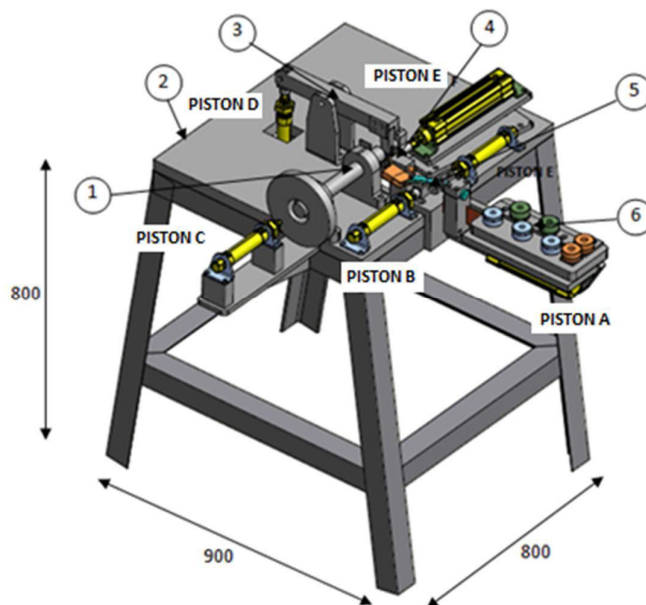


Figura 2.2. Pre-diseño de máquina de resortes automatizada.

Tabla 2.6. Partes generales de pre-diseño de máquina automatizada

1	Eje motriz, enrollador de espiras
2	Bancada, soporte de máquina
3	Cortador, de alambre
4	Formador, de brazos de resorte
5	Sujetador, de resorte
6	Alimentador, de alambre



## **CAPÍTULO III**

### **3 SIMULACIÓN DEL SISTEMA MULTICUERPO**

#### **3.1 SIMULACIÓN VIRTUAL DE ESFUERZOS**

##### **3.1.1 VALIDACIÓN Y SELECCIÓN DE MATERIALES**

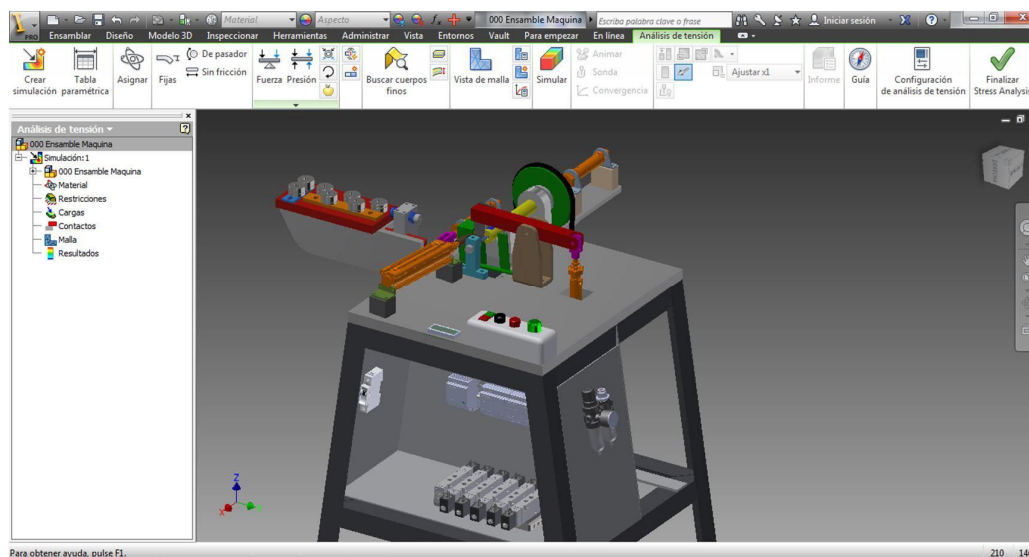
Simular es reproducir artificialmente un fenómeno o la relación entrada-salida de un sistema. La simulación se emplea en la etapa de diseño para auxiliar en el logro o mejoramiento de un proceso o diseño o bien a un sistema ya existente para explorar algunas modificaciones.

De acuerdo a lo mencionado en el párrafo anterior y a lo largo de éste proyecto, se conoce que, se parte de una máquina netamente mecánica y lo que busca este proyecto de grado es mejorar con la electrónica y neumática su proceso de producción.

Debido algunas modificaciones por adaptación de los cilindros neumáticos al sistema anterior es necesario realizar un análisis de esfuerzos (estático) basados en un diseño previo a la máquina automatizada.

Para el proceso de análisis de tensiones o esfuerzos, se define el material y las condiciones del contorno (integradas por cargas y restricciones) y se especifican las condiciones de contacto y, si se desea, las preferencias de malla. Una vez especificados estos criterios se puede ejecutar la simulación y ver el comportamiento respectivo a las condiciones definidas.

El componente Análisis de Tensión del Software Inventor de la compañía Autodesk permite efectuar rápidamente diversas. Las simulaciones permiten identificar los problemas de rendimiento y encontrar alternativas de diseño mejores.



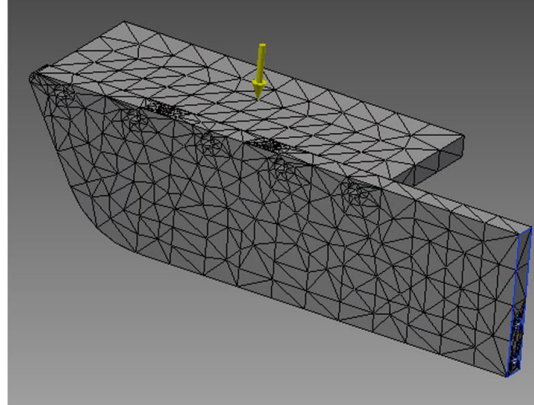
**Figura 3.1. Entorno de Análisis de Tensión de Software Autodesk Inventor.**

### 3.1.1.1 Análisis por elementos finitos

La simulación de análisis de tensión que Autodesk Inventor proporciona tiene bases en el análisis por elementos finitos. El método de elementos finitos (FEM) es una técnica numérica matemática la cual fue pensada para ser utilizada en computadoras, permitiendo resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico.

En general este método consiste en dividir el componente a analizar en segmentos más pequeños triangulares/tetraédricos denominados elementos cada uno con comportamientos bien definidos que es posible sumar (resolver) e interpretar fácilmente.

Al proceso de dividir el componente en elementos más pequeños comúnmente se le denomina mallado.



**Figura 3.2. Ejemplo de mallado en una pieza.**

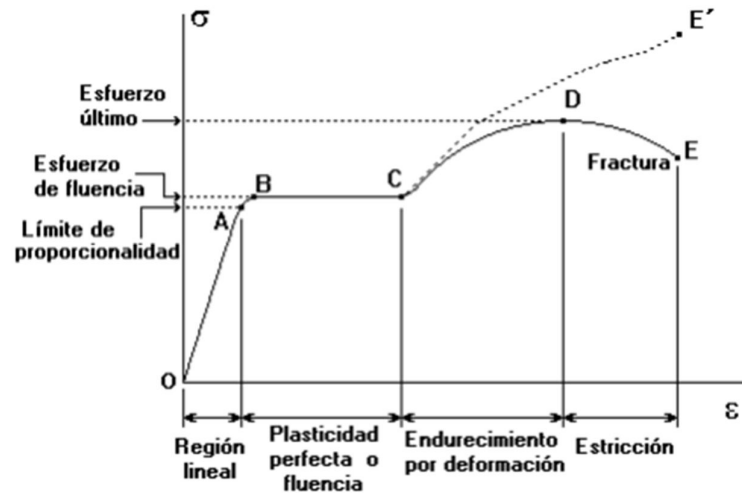
Existen muchos tipos de análisis por elementos finitos, pero para un análisis de esfuerzos solo nos interesan dos casos:

- Análisis lineal.
- Análisis no lineal.

La simulación de análisis de tensión que Autodesk Inventor proporciona, sólo es adecuada cuando las propiedades del material son lineales. Estas propiedades son:

- La deformación total será pequeña en comparación con el espesor de la pieza.
- Los componentes se deforman por igual en las tres direcciones (material isotrópico).
- Los componentes son rígidos y dúctiles. Por ejemplos los componentes metálicos (no de goma).
- La tensión es directamente proporcional a la deformación del material (lo que significa que no hay elasticidad del material). Se produce comportamiento lineal cuando la pendiente de la curva tensión-

deformación del material de la región elástica o región lineal (medida como módulo de elasticidad) es constante.

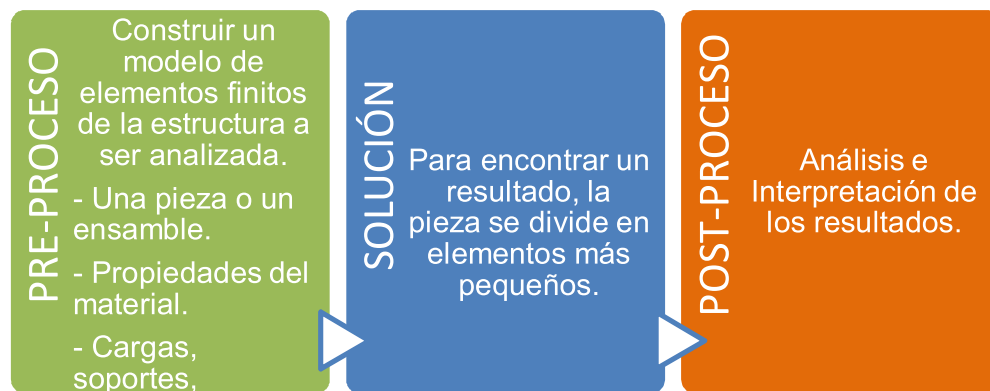


**Figura 3.3. El software trabaja solo en la región lineal del material.**

Los resultados son independientes de la temperatura. Se presupone que en el análisis la temperatura no afecta a las propiedades del material.

### 3.1.1.2 Flujo de trabajo para crear un análisis de tensión

El proceso de crear un análisis de tensión basado en un análisis por elementos finitos consta de tres fases en general:





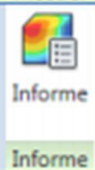
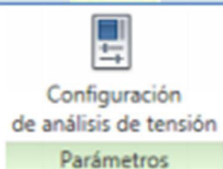
## 3.1.1.3 Interfaz de usuario

Tabla 3.1. Comandos disponibles para el análisis de tensión en software Inventor.

<p>Crear simulación paramétrica</p> <p>Administrar</p>	<p><b>Crear simulación</b>-aquí se define el tipo de análisis, de tensión, modal, o paramétrico.</p> <p><b>Tabla de parámetros</b>-se define las restricciones de diseño, incluyendo masa, esfuerzo y deformación.</p>
<p>Asignar</p> <p>Material</p>	<p><b>Material</b>-crea y aplica el tipo de material para la pieza si aún no ha sido definida en el entorno del diseño de la pieza.</p>
<p>De pasador</p> <p>Fijas Sin fricción</p> <p>Restricciones</p>	<p><b>Restricciones</b>-representa como un componente está fijado o conectado a otras partes en la realidad, y por lo tanto restringe su movimiento.</p>
<p>Fuerza Presión</p> <p>Cargas</p>	<p><b>Fuerzas</b>-representan las fuerzas externas que se ejercen sobre la pieza. Es la fuerza o fuerzas que se prevén estarán actuando sobre el componente en su uso normal.</p>
<p>Automático</p> <p>Manual</p> <p>Contactos</p>	<p><b>Contactos</b>-crea contactos entre componentes, ya sea manual o automáticamente.</p>
<p>Vista de malla</p> <p>Preparar</p>	<p><b>Malla</b>- crea y visualiza el mallado del componente para su análisis.</p>
<p>Simular</p> <p>Resolver</p>	<p><b>Resolver</b>- ejecuta la simulación para realizar su análisis a partir de los parámetros preestablecidos.</p>



tabla sigue

	<p><b>Resultados-</b> Ver los resultados de tensiones y deformaciones para proveer una decisión fundamentada de si el componente funcionará bajo las cargas y las restricciones definidas.</p>
	<p><b>Visualización-</b>modificar los colores, incluyendo valores máximos y mínimos.</p>
	<p><b>Reporte-</b> genera un reporte HTML del análisis y resultados.</p>
	<p><b>Configuraciones-</b>puede definir algunas configuraciones iniciales tales como la malla y la tolerancia entre contactos.</p>

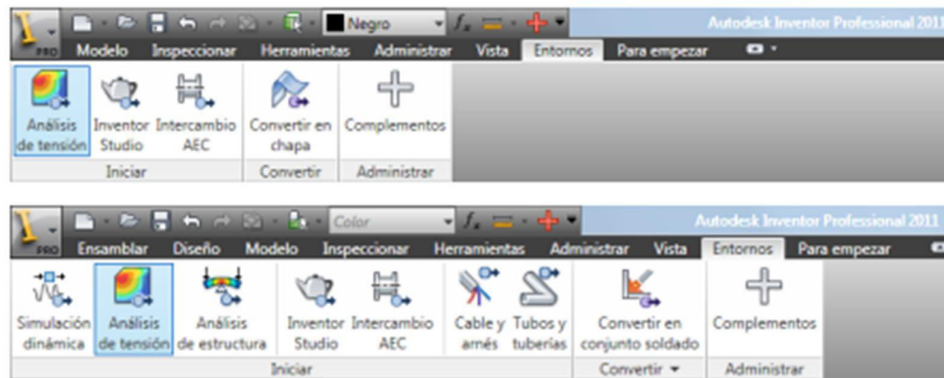
Fuente: Autodesk Inventor 2013

#### 3.1.1.4 Acceso al entorno y creación de una simulación

Se puede acceder al entorno de análisis de tensión desde los entornos de pieza, ensamblaje y chapa.

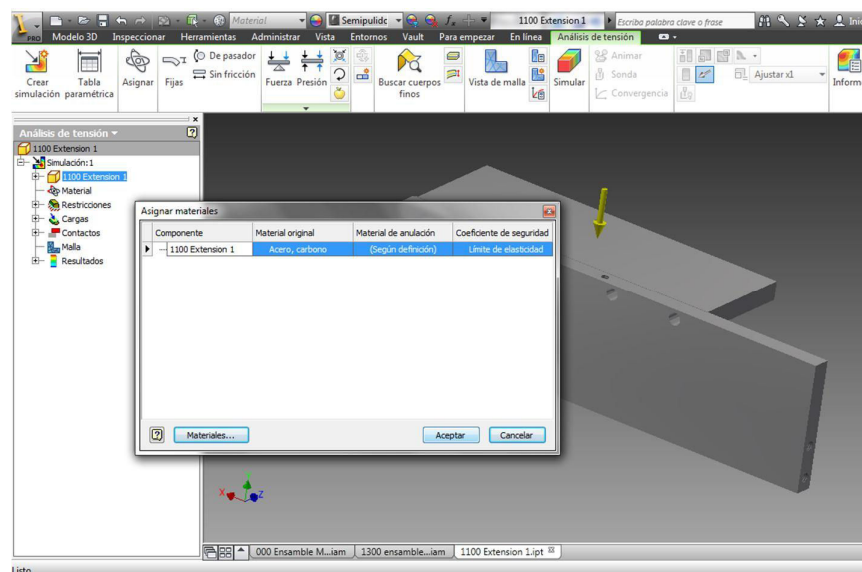
Los pasos para simular son:

1. Abrir el modelo que desea analizar. Por defecto, se encuentra en el entorno de modelado.
2. En la cinta de opciones, pulsar la ficha Entornos > panel Iniciar > Análisis de tensión. Se muestra la ficha Análisis de tensión.
3. En la cinta de opciones, en el panel Administrar > pulsar Crear simulación.



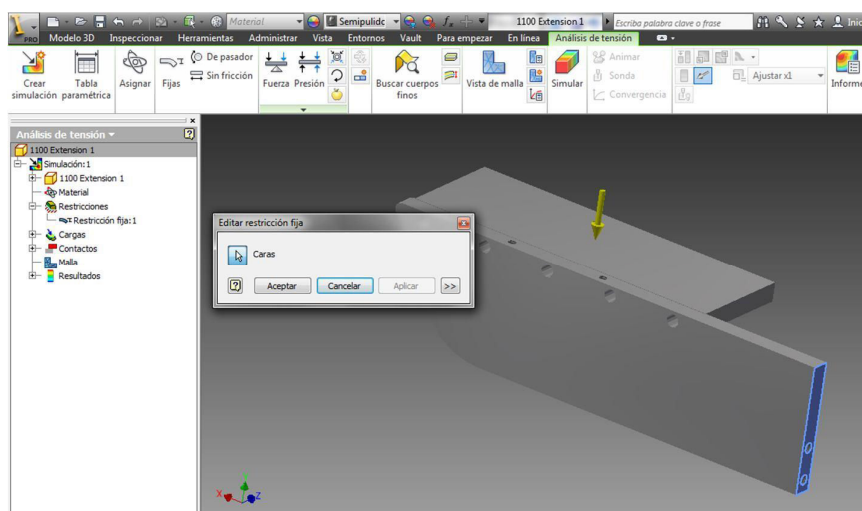
**Figura 3.4. Acceso al entorno de Análisis Estático.**

4. Crear las simulaciones y especificar sus propiedades.
5. Excluir los componentes que no sean necesarios para la simulación.
6. Asignar materiales.



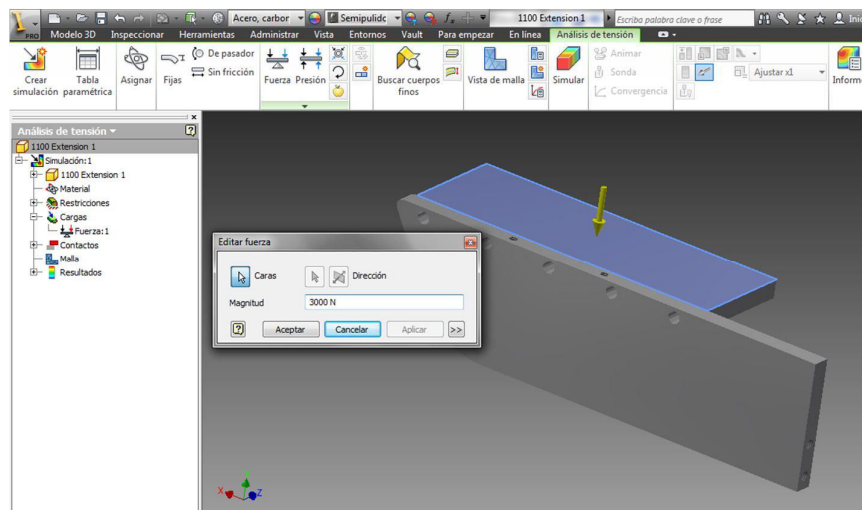
**Figura 3.5. Asignación de material a la pieza.**

## 7. Añadir restricciones.



**Figura 3.6. Restricción fija en una de las caras de la pieza.**

## 8. Añadir cargas.

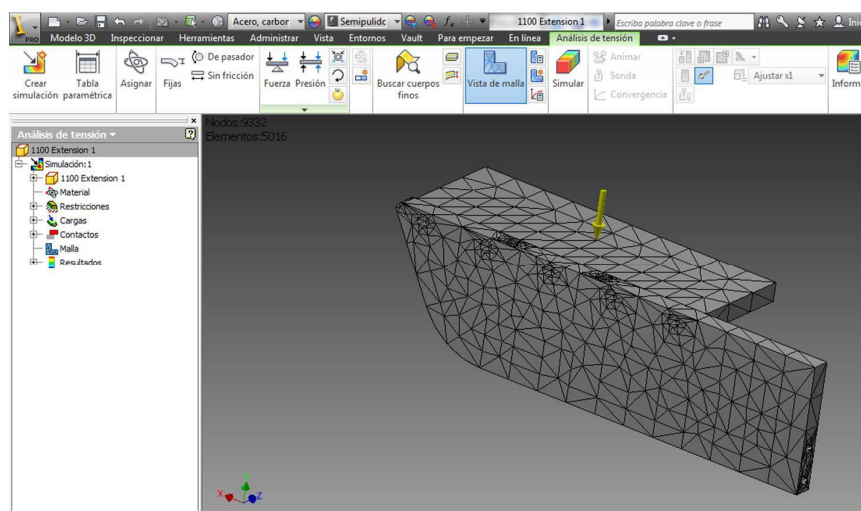


**Figura 3.7. Carga sobre la cara superior de la pieza.**

## 9. Especificar las condiciones de contacto. Este paso es opcional.



10. Especificar y pre visualizar la malla. Este paso es opcional.



**Figura 3.8. Vista de malla del elemento en análisis.**

11. Ejecutar la simulación.

12. Visualizar e interpretar los resultados.

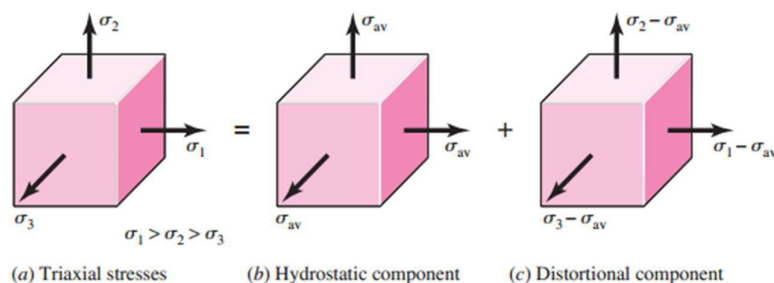
### 3.1.1.5 Visualización de resultados

#### 3.1.1.5.1 Tensión equivalente o de Von Mises

Las tensiones y deformaciones tridimensionales se desarrollan en varias direcciones. Una forma habitual de expresar estas tensiones multidireccionales consiste en resumirlas en una tensión equivalente, también denominada tensión de Von-Mises. Un sólido tridimensional tiene seis componentes de tensión. En algunos casos, una prueba de tensión uniaxial busca propiedades del material experimentalmente. En ese caso, la combinación de los seis componentes de tensión en una única tensión equivalente se relaciona con el sistema de tensiones reales.

Para profundizar en la teoría, se observa en la Figura 3.9a, el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado por esfuerzos  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ . El estado de esfuerzos que se muestra en la Figura 3.9b

es de tensión hidrostática debida a los esfuerzos  $\sigma_{prom}$  que actúan en cada una de las mismas direcciones principales, como en la Figura 3.9a.



**Figura 3.9. Distribución de Esfuerzos<sup>2</sup>**

La fórmula de  $\sigma_{prom}$  es

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

De esta manera, el elemento de la Figura 3.9b experimenta un cambio de volumen puro, es decir, sin distorsión angular. Si se considera  $\sigma_{prom}$  como un componente de  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$  entonces este componente puede restarse de ellos, lo que da como resultado el estado de esfuerzos que se muestra en la Figura 3.9c. Este elemento está sometido a distorsión angular pura, es decir, no hay cambio de volumen, dado esto, la teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material, esto da

$$\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

<sup>2</sup> Fuente Figura 3.9: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Ed.8

Donde  $S_y$  es el esfuerzo a la fluencia en un material dúctil. Si se tuviera un caso simple de tensión  $\sigma$ , entonces la fluencia podría ocurrir cuando  $\sigma \geq S_y$ . Así, la ecuación de la fluencia, puede escribirse como

$$\sigma' \geq S_y$$

Donde dicho esfuerzo equivalente o de Von Mises, en honor al doctor R. von Mises quien contribuyó a elaborar la teoría, es

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

Usando las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo de von Mises puede escribirse como

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

Los resultados de tensión de Von Mises en el Software Inventor utilizan contornos de color para mostrar las tensiones calculadas durante la solución para el modelo. Los contornos de color corresponden a los valores definidos en la barra de color.

#### **3.1.1.5.2 Desplazamiento**

Los resultados de desplazamiento muestran la forma deformada del modelo después de aplicar la solución. Los contornos de color muestran la magnitud de la deformación con respecto a la forma original. Los contornos de color corresponden a los valores definidos en la barra de color.

#### **3.1.1.5.3 Coeficiente de seguridad**

Todos los objetos tienen un límite de tensión dependiente del material utilizado, lo que se denomina elasticidad del material o resistencia máxima.

Si el acero tiene un límite de elasticidad de 207GPa, las tensiones superiores a este límite darán como resultado determinada deformación plástica. Si se parte del supuesto de que un diseño no debe sufrir deformación plástica al superar la

elasticidad (la mayoría de los casos), la tensión máxima permitida en tal caso es de 207GPa.

Se puede calcular un coeficiente de seguridad como la relación entre la tensión máxima permitida y la tensión equivalente (Von Mises) cuando se usa el límite de elasticidad. Debe ser superior a uno (1) para que el diseño sea aceptable. (Un valor inferior a 1 indica que existe una deformación permanente.) Cuando se usa la resistencia máxima, la tensión principal máxima se emplea para determinar los coeficientes de seguridad.

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

donde  $n$  es el factor de seguridad.

En el software los resultados del coeficiente de seguridad señalan inmediatamente áreas de elasticidad potencial. Los resultados de la tensión equivalente se muestran en rojo en las áreas de máxima tensión, con independencia de que el valor sea alto o bajo. Un coeficiente de seguridad de 1 significa que el material es esencialmente elástico. Es posible que una carga alta repetida tenga como resultado una rotura por fatiga, lo que Análisis de tensión de Autodesk Inventor no simula.

### **3.2 SIMULACIÓN DE LOS SENSORES EN PROGRAMAS DE SIMULACIÓN ELECTRÓNICA**

En esta parte del capítulo tercero se abarca todo lo referente a la simulación electrónica, es decir la determinación de la secuencia de los pistones y la simulación de las alarmas que los sensores disparen dependiendo el caso. Es muy necesario realizar este tipo de simulaciones para poder escoger los elementos que den solvencia a la necesidad planteada.

La simulación se la realizó en Automation<sup>3</sup> y la secuencia fue valida, se realizó la programación en lenguaje escalera que más adelante se mostrará el desarrollo de la misma.

### **3.2.1 VALIDACIÓN Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELECTRÓNICOS**

Anteriormente se realizó un análisis QFD acerca de la selección de componentes en los cuales se seleccionó un PLC para el control y un PIC para las alarmas; Esta selección se justifica ya que se tienen las siguientes entradas y salidas para la secuencia neumática;

Entradas PLC:

- 13 entradas de sensores (finales de carrera)
- 3 entradas de botonera

Salidas PLC:

- 10 salidas a electroválvulas
- 3 salidas a alarmas (Encendido, Paro de secuencia, Alarma general)

Al tener tantas entradas y salidas es mejor tener un control más robusto para evitar los fallos y las interferencias, al comparar el control de un PIC<sup>4</sup> con un PLC obviamente el más robusto es el del PLC ya que además de tener varias protecciones es mucho más sencilla su programación y tiene más espacio de memoria.

#### **3.2.1.1 Diagrama escalera**

El diagrama de escalera es un diagrama en el cual se puede programar un PLC o autómatas programables representando las entradas como contactos abiertos o cerrados y las salidas como bobinas o relés; la fuente de energía se representa por dos "rieles" verticales, y las conexiones horizontales que unen a los dos rieles, representan los circuitos de control.

---

<sup>3</sup> Automation: Software simulación neumática

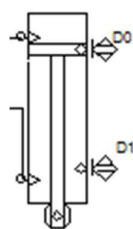
<sup>4</sup> PIC: Microcontrolador tipo RISC que funciona con 5 voltios y se programa en c o basic

Para poder realizar la secuencia escogida se realizó la técnica de seguir cada paso de la misma con ecuaciones, la parte que no es precisa con este método es la de la válvula de bypass por lo que se debe revisar en la simulación si cumple con la lógica

Es decir si se tiene como primera condición que todos los pistones se queden en la posición de cerrado todos los fines de carrera deben estar activados en esta posición por lo que se tendría:

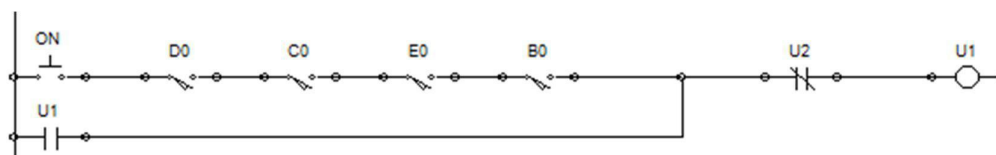
$$ON * D_0 * C_0 * E_0 * B_0 = U_1$$

Donde U1 es la primera secuencia es decir activa los solenoides de A+ y C+; ON es el botón de entrada para accionar la secuencia y los términos D0, C0, etc. corresponden a los fines de carrera magnéticos de cada pistón, se los puede visualizar de mejor manera en la siguiente figura:



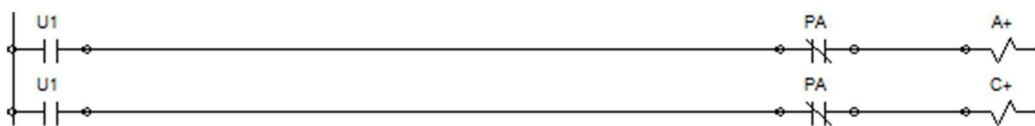
**Figura 3.10, Simbología sensores magnéticos**

Por lo tanto esta ecuación transformada a lenguaje de escalera nos queda:



**Figura 3.11. Programación en escalera parte 1**

Como se puede observar la línea se desactiva con U2 que es el siguiente paso de la secuencia; falta activar los solenoides que quedará:



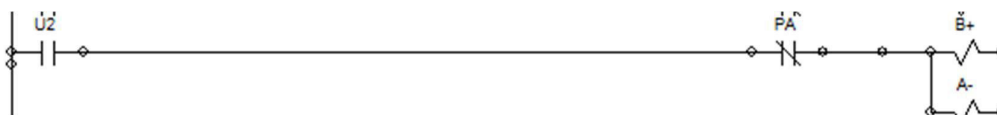
**Figura 3.12. Programación en escalera parte 2**

Donde PA es la entrada del botón de pausa que desactiva a los solenoides mientras este esté activado.

La siguiente línea quedaría de la siguiente forma:

$$U_1 * A_1 * C_2 = U_2$$

De esta forma esta línea lo que quiere decir es que una vez que lleguen los pistones a A1 y C2 se desactive la línea de U1 y se active la línea de U2 que activa los solenoides B+ y A-



**Figura 3.13. Programación en escalera parte 3**

De esta forma se asegura que ningún otro proceso afecte al anterior y que la secuencia se cumpla correctamente; el resultado de la programación en escalera se la puede visualizar en el anexo 1.

### 3.2.2 SELECCIÓN PLC

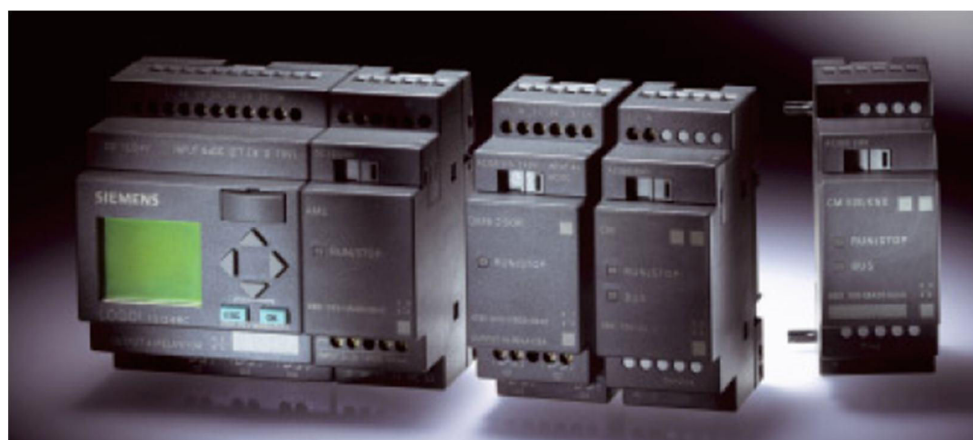
Una vez realizado la programación y la simulación debemos realizar la selección del PLC que vamos a utilizar, como esta es una aplicación en la cual se necesita solamente las funciones básicas del lenguaje escalera por lo que se seleccionó un PLC logo ya que es el PLC más básico de siemens y tiene las características que buscamos como son las del número de entradas y salidas, además tiene entradas analógicas para utilizarlas en el sensor para el carrete de alambre. A continuación se tiene las características del PLC y los módulos que se necesitaron para realizar la secuencia

**Tabla 3.2. Componentes lógicos de control**

Ítem	Cant.	Código	Descripción
1	1	6ED1052-1MD00-0BA6	LOGO! 12/24RC, 12/24 VDC, 4DI / 4DO tipo relé / 4AI (0-10V). Marca Siemens
2	1	6ED1055-1MB00-0BA1	Módulo de señal 4DI / 4DO tipo relé, 12/24 VDC. Marca Siemens
3	1	6ED1055-1NB10-0BA0	Módulo de señal 8DI / 8DO tipo relé, 24 VDC. Marca Siemens
4	1	6ED1057-1AA01-0BA0	Cable PC-LOGO! para transmisión de programas entre LOGO! y el computador (puerto USB).
5	1	6EP1333-3BA00	Fuente SITOP Modular entrada 120/230-500 VAC; salida 24 VDC 5Amp.

**Fuente: Distribuidor electrónico Ingelpro**

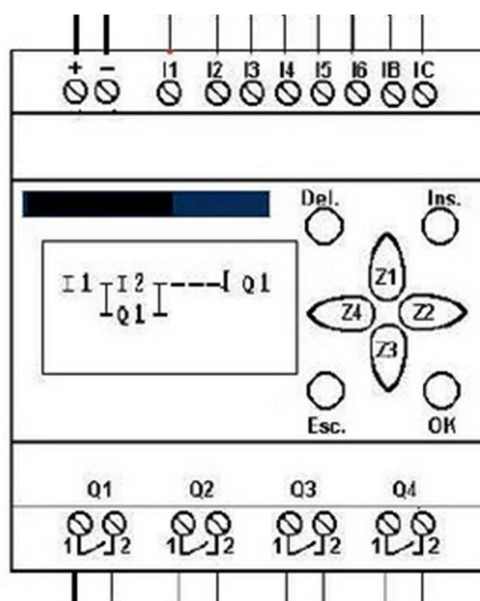
Este PLC tiene salidas a relé es decir se puede conectar voltajes de 5 a 30 voltios, esta es una ventaja ya que una de las salidas va al PIC y no se tiene que acondicionar la señal de salida del PLC para poder conectarlo a la placa electrónica del PIC; la apariencia del mismo es la siguiente:



**Figura 3.14. Controlador Lógico Programable PLC LOGO Siemens**



El módulo principal tiene las siguientes conexiones:



**Figura 3.15. Diagrama PLC LOGO Siemens<sup>5</sup>**

Este logo tiene la característica de que su programación se puede realizar a través de la pantalla principal por medio de bloques lógicos, además la interfaz de programación tiene la herramienta para intercambiar de lenguaje escalera a bloques lógicos

Para poder realizar su montaje se debe tener en cuenta las siguientes condiciones ambientales que nos la da la hoja de datos del producto:

<sup>5</sup> Fuente figura 3.15: Hoja de datos PLC Logo Siemens

**Tabla 3.3. Condiciones de trabajo PLC**

Condiciones ambientales climáticas		
Temperatura ambiente montaje horizontal	Frío según IEC 60088-2-1	0 ... 55 °C
montaje vertical	Calor según IEC 60088-2-2	0 ... 55 °C
Almacenaje/transporte		- 40 °C ... +70 °C
Humedad relativa	IEC 60088-2-30	del 10 al 95% sin condensación
Presión atmosférica		795 ... 1080 hPa
Sustancias nocivas	IEC 60088-2-42 IEC 60088-2-43	SO <sub>2</sub> 10 cm <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> , 4 días H <sub>2</sub> S 1 cm <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> , 4 días
Condiciones ambientales mecánicas		
Tipo de protección		IP 20
Vibraciones	IEC 60088-2-6	5 ... 9 Hz (amplitud constante 3,5 mm) 9 ... 150 Hz (aceleración constante 1 g)
Choque	IEC 60088-2-27	18 choques (semisenoidal 15g/11ms)
Caída ladeada	IEC 60088-2-31	Altura de caída 50 mm

**Fuente: Hoja de datos PLC Logo Siemens**

Además se necesitará de un PLC adicional para poder controlar al servomotor ya que el PLC logo no tiene una salida para tren de pulsos por lo que seleccionó al PLC Xinje como mejor candidato para esto debido a que tiene una fuente interna de 24 voltios los cuales nos sirven para toda la parte del servomotor.



**Figura 3.16. PLC Xinje**

### 3.2.3 SELECCIÓN MICRO CONTROLADOR

En la parte de alarmas lo más importante para una máquina como esta es la de poder tener un aviso audible y un aviso visual para poder saber cuál es el error que se produjo, y de esta manera el operario pueda realizar la acción conveniente. Anteriormente en el análisis QFD de selección de alternativas se seleccionó a un microcontrolador debido a que no se necesita de mucha memoria y cálculos (ya que no se necesita de procesos muy complejos) para poder realizar las advertencias o disparar las alarmas que la máquina necesita.

El micro controlador seleccionado es un PIC 16f877a ya que es muy compatible con la LCD 2x16 con comunicación de cuatro bits.

#### 3.2.3.1 PIC 16f877a

Los PIC son una familia de micro controladores tipo RISC fabricados por Microchip Technology Inc. Generalmente se utiliza como Peripheral (controlador de interfaz periférico).

El PIC original se diseñó para ser usado con la nueva CPU de 16 bits CP16000. Siendo en general una buena computadora, es por esto que es un dispositivo electrónico muy confiable; estas características se conjugan para lograr un dispositivo altamente eficiente en el uso de la memoria de datos y programa y por lo tanto en la velocidad de ejecución.

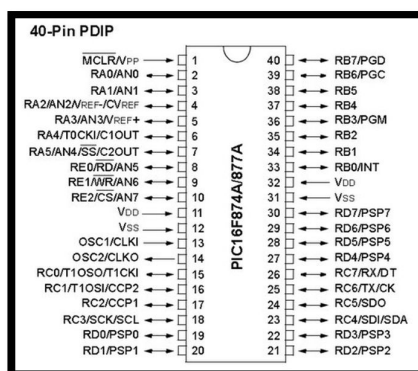
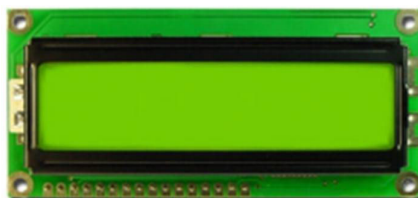


Figura 3.17. Diagrama PIC 16f877a

### 3.2.3.2 PANTALLA LCD

La pantalla de cristal líquido o LCD<sup>6</sup> es un dispositivo micro controlado de visualización gráfico para la presentación de caracteres, símbolos o incluso dibujos (en algunos modelos), en este caso dispone de 2 filas de 16 caracteres cada una y cada carácter dispone de una matriz de 5x7 puntos (píxeles). Este dispositivo está gobernado internamente por un micro controlador Hitachi44780 y regula todos los parámetros de presentación, este modelo es el más comúnmente usado, ya que es muy sencillo de programar y claro en su lectura



**Figura 3.18. Pantalla LCD 16X2**

Pantalla de caracteres ASCII, además de los caracteres Kanji y Griegos.-Desplazamiento de los caracteres hacia la izquierda o la derecha.- Proporciona la dirección de la posición absoluta o relativa del carácter.- Memoria de 40 caracteres por línea de pantalla.-Movimiento del cursor y cambio de su aspecto.-Permite que el usuario pueda programar 8 caracteres.- Conexión a un procesador usando un interfaz de 4 u 8 bits.

#### 3.2.3.2.1 FUNCIONAMIENTO

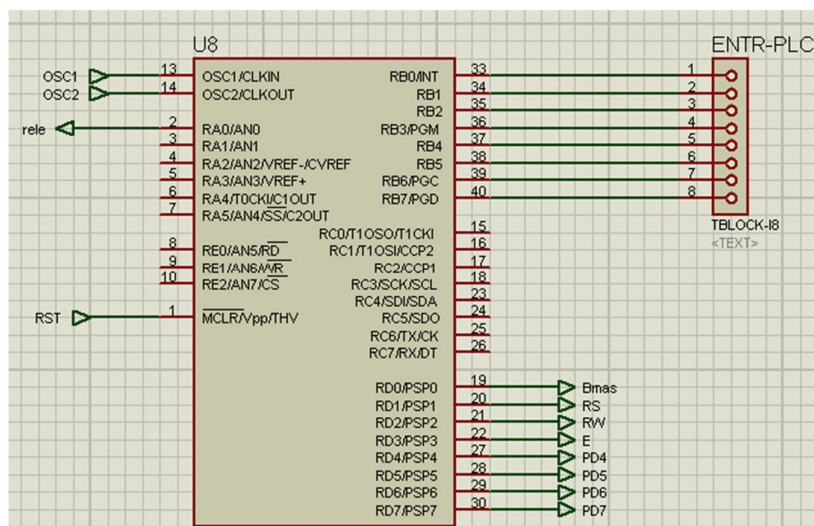
Para comunicarse con la pantalla LCD podemos hacerlo por medio de sus pines de entrada de dos maneras posibles, con bus de 4 bits o con bus de 8 bits.

---

<sup>6</sup> LCD: Liquid crystal display

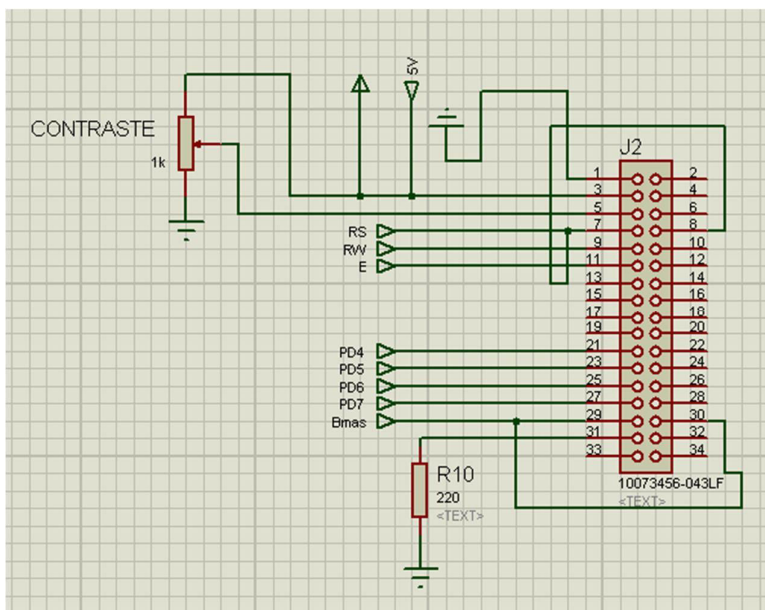
### 3.2.3.3 CIRCUITO DE FUNCIONAMIENTO

Como ya se revisó anteriormente el funcionamiento de la LCD puede ser de 8 bits o de 4 bits; para este caso se utilizó la configuración de 4 bits para que en la placa el ruteo sea más sencillo, la conexión es la siguiente:



**Figura 3.19. Conexiones PIC**

Se utilizó todo el puerto D para realizar el envío de datos hacia la LCD; los pines que restan son borneras que reciben pulsos del PLC para poder disparar las alarmas hacia un relé que a su vez está conectado mediante una bornera a una alarma audible; la conexión de los pines de la LCD son:

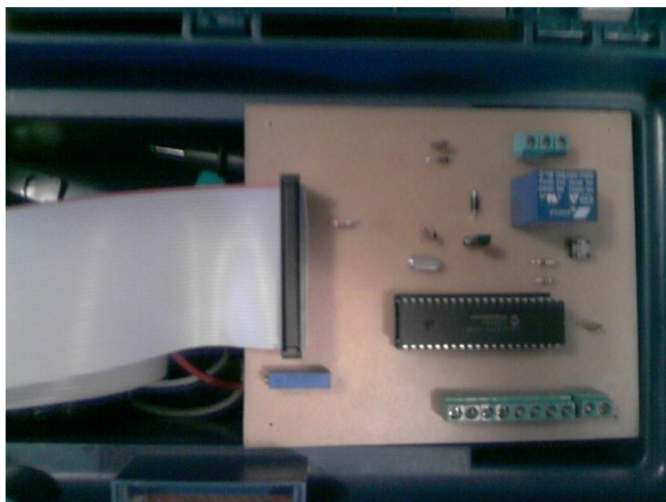


**Figura 3.20. Conexiones Pantalla LCD 16X2 4bits**

La placa tiene una salida para cable plano o bus de datos que se conecta a la LCD; esta configuración de bus de datos se la realizó debido a que la pantalla va a estar lejos de donde se encuentra la placa, de esta forma podemos llevar a una zona remota la información a la LCD. La placa ya impresa y soldada queda de la siguiente forma:



**Figura 3.21. Placa PIC (parte posterior)**



**Figura 3.22. Placa PIC (parte superior)**

#### **3.2.3.4 PROGRAMACIÓN PIC**

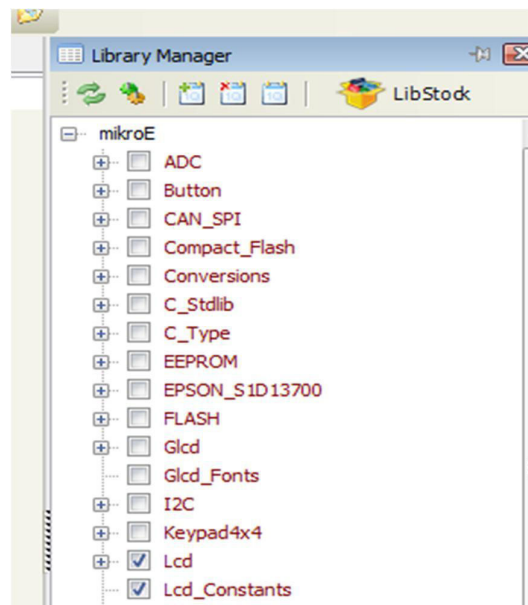
Antes de quemar la placa con el ácido e imprimir las pistas ruteadas se debe simular para tener una idea de que todas las conexiones están bien realizadas; El programa utilizado para esto es el ISIS, y la programación para generar el archivo HEX es el mikroBasic, a continuación una breve explicación de la programación de LCD con mikroBasic y la simulación en ISIS.

#### **3.2.3.5 LENGUAJE BASIC LCD**

La programación de una LCD a 4 bits en Basic es muy sencilla, mucho más que en Assembler<sup>7</sup> o en C, ya que se tiene que activar la librería de LCD y aplicar los comandos para ejecutar la instrucción de forma sencilla:

---

<sup>7</sup> Assembler: Lenguaje inicial de micro controladores en donde se trabaja con bancos de memoria y movimientos de datos



**Figura 3.23. Librerías mikrobasic para LCD**

Una vez realizado esto se procede a declarar cuales van a ser los pines de salida para la comunicación de la siguiente manera:

```
' Declarations section
dim LCD_RS as sbit at RD1_bit ' Conexiones del módulo Lcd
LCD_EN as sbit at RD3_bit
LCD_D4 as sbit at RD4_bit
LCD_D5 as sbit at RD5_bit
LCD_D6 as sbit at RD6_bit
LCD_D7 as sbit at RD7_bit
LCD_RS_Direction as sbit at TRISD1_bit
LCD_EN_Direction as sbit at TRISD3_bit
LCD_D4_Direction as sbit at TRISD4_bit
LCD_D5_Direction as sbit at TRISD5_bit
LCD_D6_Direction as sbit at TRISD6_bit
LCD_D7_Direction as sbit at TRISD7_bit ' Final de las conexiones del módulo Lcd
```

**Figura 3.24. Declaraciones comandos LCD lenguaje Basic**

Como se puede observar se configura RS en el pin RD1; EN en RD3; y los cuatro bits de la comunicación van desde RD4 a RD7, con esta simple declaración se ha configurado los pines por los cuales se realizará la comunicación PIC-LCD.



Para poder escribir algo en la LCD se debe iniciar la librería de LCD y escribir un pequeño comando:

```

main:
  TRISD=0
20  Lcd_Init ()
  Lcd_Cmd (_LCD_CLEAR)
  Lcd_Cmd (_LCD_CURSOR_OFF)
  Lcd_Out (1,3,"MAQUINA DE ")
  Lcd_Out (2,4,"RESORTES ")
  Delay_ms (1900)

```

Figura 3.25. Inicialización librería LCD

De esta forma la primera línea significa que todos los pines del puerto D se configuran como salidas; se inicia la rutina de LCD con LCD\_init (); y por último se limpia la pantalla se quita el cursor de la misma y se escribe en la primera línea tercer espacio "MÁQUINA DE" y en la segunda línea cuarto espacio "RESORTES".

Por último simplemente se programa a gusto para seleccionar que mensaje mostrar y que pin activar para cada mensaje de alerta:

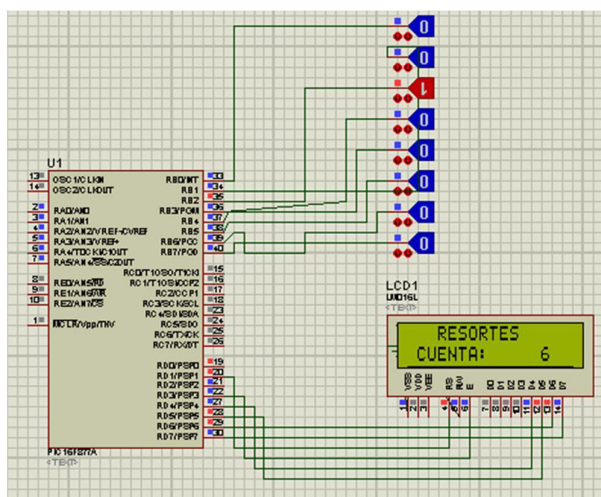
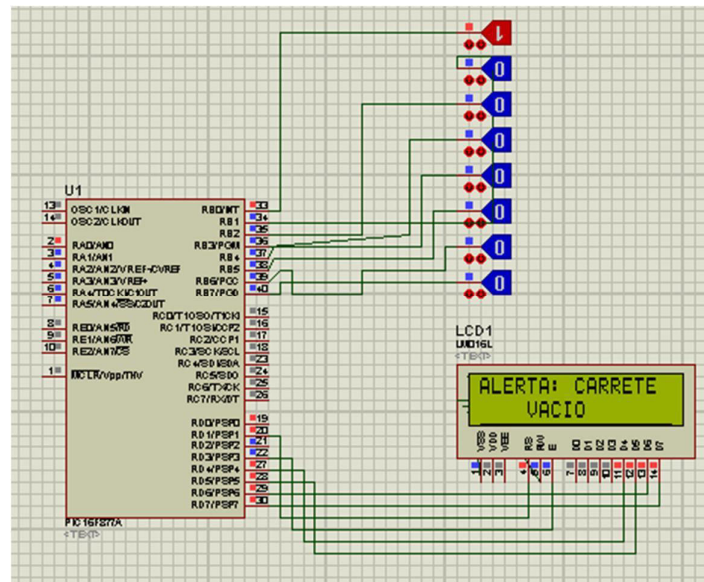


Figura 3.26. Simulación cuenta LCD

De esta forma se ha configurado al pin RB2 para que esté conectado con el sensor que detecta la salida de los resortes y los cuenta mostrando la cuenta real en pantalla.



**Figura 3.27. Simulación alerta carrete LCD**

Se puede observar que el sensor ultrasónico para detectar el carrete se activó por lo que la alarma se activa mostrando el mensaje correspondiente antes mostrado.

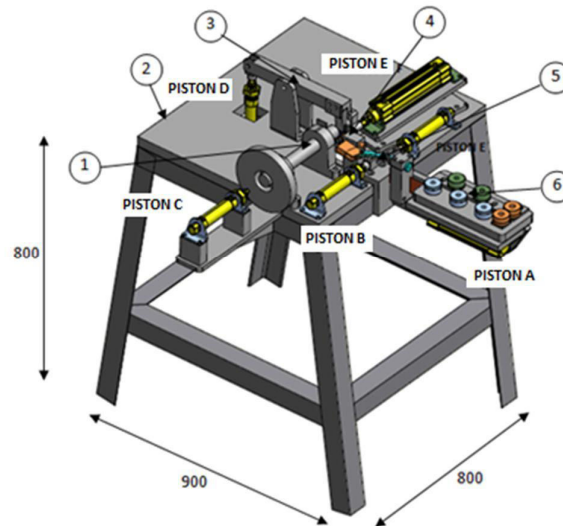
También muestra que se debe hacer para que esta alarma deje de sonar y la máquina se ponga de nuevo en marcha.

De esta forma se tiene otra alarma para pausar el ciclo cuando los resortes no están cayendo al tiempo que se debe y suena una alarma para que el operario revise que es lo que está pasando.

### 3.3 SIMULACIÓN NEUMÁTICA DE CILINDROS.

La simulación neumática se la realizó en Automation como ya se mencionó anteriormente.

Tomando como referencia a los tiempos del árbol de levas de la máquina de resortes mecánica se realizó la siguiente secuencia:



**Figura 3.28. Ubicación pistones**

1.- La parte inicial es la parte de enderezamiento del alambre que consiste en 7 rodillos un pistón y un mecanismo de anti retorno del alambre, el pistón B alimenta a la máquina de alambre y el mecanismo anti retorno inserta el alambre en medio del vástago que le da el diámetro a las espiras y un pequeño pin que asegura al alambre para girarlo y doblarlo sin problema; esto quiere decir que inicialmente los pistones B y A deben estar normalmente cerrados.



**Figura 3.29. Primera parte de la secuencia**

2.- La segunda parte es la de enrollar el alambre y darle el paso al resorte por lo que el pistón B regresa a su estado inicial él A queda abierto a la mitad y el C se abre lentamente hasta la mitad dando el paso al resorte; al mismo tiempo el pistón D se abre para dejar caer el brazo basculante para dar forma a las patas del resorte cuando se corte.



**Figura 3.30. Segunda parte de la secuencia**

3.- La tercera parte es la de doblado y corte; para esto el pistón C se abre bruscamente y dobla la primera pata, después se abre el pistón F doblando y cortando la segunda pata



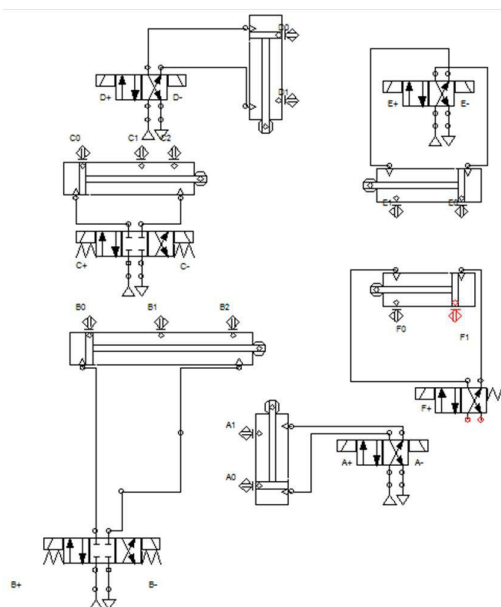
**Figura 3.31. Tercera parte de la secuencia**

4.- Al final todos los pistones vuelven a su posición inicial dejando caer el resorte que es detectado por un sensor que da la señal para la cuenta de resortes, si este no cae rápidamente o se queda atorado se acciona una alarma que para la secuencia y avisa al operario lo que ocurre; la siguiente alarma sonará cuando el carrete de alimentación de alambre este por acabarse.



**Figura 3.32. Cuarta parte de la secuencia**

En la siguiente figura se muestra el circuito neumático escogido para la secuencia:



**Figura 3.33. Circuito neumático**

Como se puede observar en la figura es un circuito neumático simple ya que no tiene más que pilotaje para cada válvula; esta es la ventaja de tener un PLC como dispositivo de mando en una secuencia neumática.

### **3.3.1 SELECCIÓN DE CILINDROS Y ELECTROVÁLVULAS**

Anteriormente en el análisis QFD se seleccionó al sistema de cilindros como electro neumático de esta forma se tiene mayor velocidad en los procesos; para poder tener una primera aproximación en la selección de los pistones es decir la carrera el diámetro del embolo y sus características de presión y velocidad se puede analizar esto mediante el software de Festo Propneu que analiza los parámetros que se tienen como presión de trabajo de la bomba que se tiene, fuerza a vencer por el pistón etc.

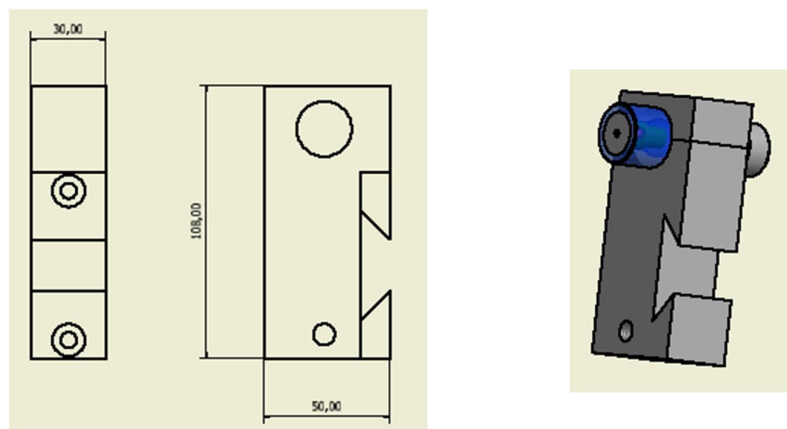
#### **3.3.1.1 Cilindros Neumáticos y Válvulas**

Como se mencionó anteriormente se utilizó el software Propneu<sup>8</sup> de festo como primera aproximación de cálculos para selección de cilindros neumáticos; a continuación se tiene un ejemplo de cómo se seleccionó uno de los pistones con este software:

En primer lugar damos la dimensión y el material de lo que se va a mover con el pistón, en este caso se tomará como ejemplo el pistón que mueve la pieza 3300.

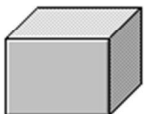
---

<sup>8</sup> PropNeu: Software libre de selección de pistones y elementos neumáticos festo, se lo puede encontrar en la página de festo en la sección de software



**Figura 3.34. Figura ejemplo selección cilindros**

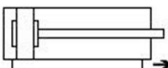
Por lo que en el software damos estas dimensiones:

Masa			
Material	Acero	7,8	g/cm <sup>3</sup>
Forma	Cúbico	0,162	l
	Longitud (X)	108	mm
	Anchura (Y)	50	mm
	Altura (Z)	30	mm
Masa:	>>	1263,6	g
		Confirmar	Cancelar

**Figura 3.35. Selección masa PropNeu**

De esta forma se ha calculado la masa del cubo, como se observa el ensamble 3300 no es completamente cubico pero esta aproximación a la masa nos dice cuánto va a mover el pistón y lo aumentamos a un factor de seguridad de 1,5 por lo que la masa resultante es de 1895,4 g; se procede a anotar los demás ítems que pide el programa:

## Los parámetros del sistema - base para la selección

[Seguir >](#)


<b>tiempo de posicionamiento esperado</b>	quiero alcanzar este tiempo de posicionamiento:	<input type="text" value="0,7"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> s
	<input checked="" type="checkbox"/> ..con válvula de estrangulación de retención	
<b>Regulación básica del cilindro</b>	Longitud de carrera requerida	<input type="text" value="100"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> mm
	Ángulo de instalación	<input type="text" value="0"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> deg
	Dirección del movimiento	<input checked="" type="radio"/> extender <input type="radio"/> retirar
<b>Abastecimiento de aire comprimido</b>	Presión de funcionamiento	<input type="text" value="6"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> bar
	Largo del tubo flexible	<input type="text" value="1"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> m
	Equipo de mantenimiento > Válvula	<input type="text" value="1"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> m
	Válvula > Cilindro	
<b>Regulaciones de la carga</b>	Masa en movimiento	<input type="text" value="1,89"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> kg
	fuerza de impacto adicional	<input type="text" value="0"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> N
	fuerza de fricción adicional	<input type="text" value="1"/> <input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/> N

**Figura 3.36. Parámetros de funcionamiento pistón**

El siguiente paso es dar el tipo de accionamiento que se requiere para el pistón





<input type="checkbox"/>	Solo ajustable amortiguación de fin de carrera neumática (PPV) ONLY
<input type="checkbox"/>	Solo accionamiento sin vástago
<input type="checkbox"/>	Solo vástago pasante (modelo especial S2)
<input type="checkbox"/>	Solo asegurado contra rotación
<input checked="" type="checkbox"/>	sólo en: Longitud de carrera requerida 50 [mm]
<input type="checkbox"/>	sólo en: Carrera variable
	Diámetro del émbolo elegido <input type="text" value="- todo -"/> <input type="button" value="▼"/>

[< Atrás](#) [Seguir >](#)

**Figura 3.37. Parámetros accionamientos pistón**

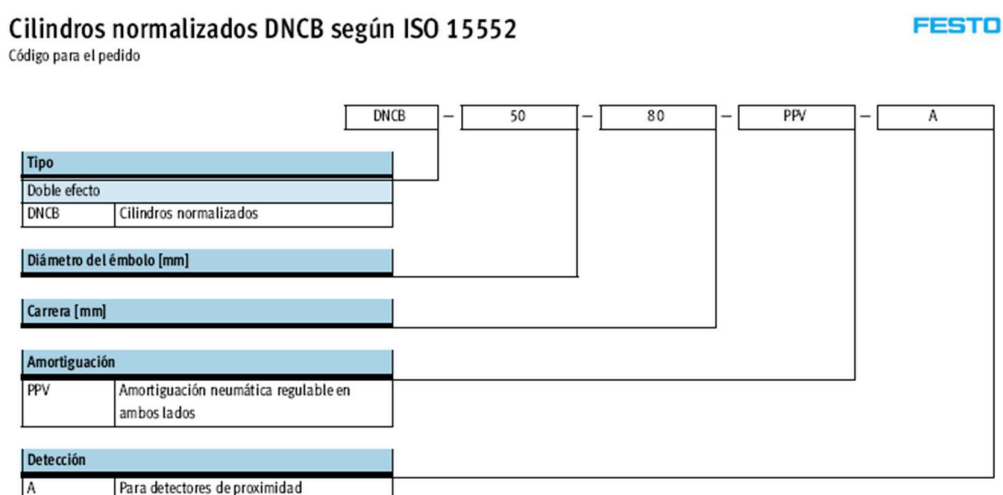


A continuación nos sugiere que pistón puede ser el que requerimos para esto se muestran dos únicas opciones

	Tipo	Núm. artículo	Conexión	Carrera [mm]
	 DNC-32-100-PPV	163323	1/8	100
	 DNC-32-100-PPV-A	163309	1/8	100

**Figura 3.38. Pistones sugeridos**

Según la norma lo que esta numeración significa es:



**Figura 3.39. Simbología ISO para pistones <sup>9</sup>**

Por lo que se selecciona el pistón que tiene detección de proximidad debido a que se necesitará detectar la posición para poder mandar una señal al PLC y este pueda pasar de línea de programación en línea de programación sin problema; el pistón seleccionado es el DNC-32-100-PPV-A.

<sup>9</sup> Fuente figuras 3.39: Hoja de datos pistones festo DNCB

Además de dar la sugerencia de un pistón de catálogo también muestra los aditamentos necesarios para que este mecanismo neumático funcione:

### Simular el sistema y optimizar los resultados

Haga click sobre el tipo de código del componente que Ud. quiere seleccionar o modificar

Accionamiento	DNC-32-100-PPV-A
<input type="checkbox"/> Amortiguador	
Válvula de estrangulación de retención	GRLA-1/8-QS-8-D
Tubo flexible [Cil. > Válvula]	PUN-8x1,25-BL (1 m)
Válvula de vías	VUVG-L14-B52-T-G18-1P3
Tubo flexible [Fuente > Válvula]	PUN-8x1,25-BL (1 m)
Silenciador	U -1/8

Presión de funcionamiento: 6 bar

Dirección del movimiento:  extender  retirar

< Atrás Simulación...

**Figura 3.40. Parámetros de simulación del pistón**

La presión de funcionamiento es de 8 bar ya que en la empresa la línea neumática es de esta presión de trabajo; como se puede observar el software sugiere que se utilice tubo flexible de 8 mm, una válvula de estrangulación GRLA de 1/8 de pulgada; de esta forma se puede obtener los tiempos de ciclos que se requiere.

Además se puede obtener una simulación acerca de los tiempos, velocidades, etc. en cada ciclo.

## GSED Resultado de la simulación

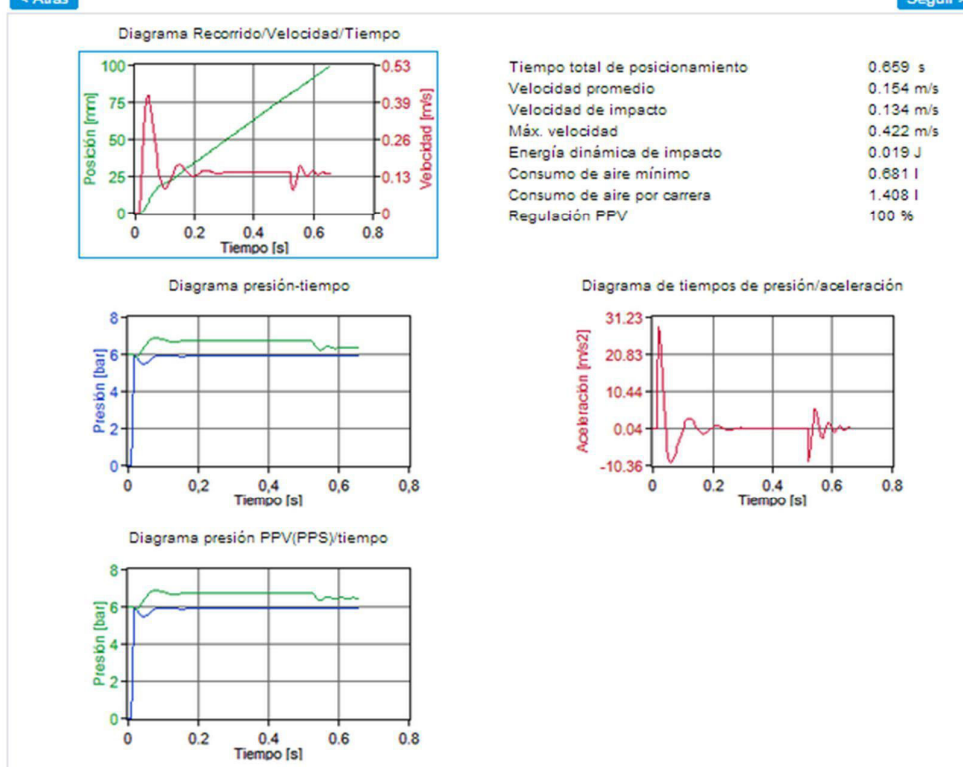
[Imprimir](#)
[< Atrás](#)
[Seguir >](#)


Figura 3.41. Resultados simulación pistón

Por último se tiene el listado de piezas que se necesitan para el mecanismo:

### Listado de piezas

[Colocar en la cesta de compra](#)
[imprimir](#)

	Tipo	Denominación	Núm. artículo	
	<input type="checkbox"/> DNC-32-100-PPV-A	Cilindros normalizados	163309	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> GRLA-1/8-QS-8-D	Válvula de estrangulación y antirretorno	193145	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> PUN-8X1,25-BL	Tubo de material sintético	159666	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> QS-1/8-8	Racor rápido roscado	153004	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> VUVG-L14-B52-T-G18-1P3	Electroválvula	566500	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> U-1/8	Silenciadores	2307	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> QS-1/8-8	Racor rápido roscado	153004	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> PUN-8X1,25-BL	Tubo de material sintético	159666	<input type="checkbox"/>

Figura 3.42. Listado de piezas y aditamentos para pistón

### 3.3.1.2 Características cilindros

Los cilindros seleccionados para la máquina de resortes son de dos tipos, el DNC-32-100-PPV-A como ya se mencionó anteriormente y el DSNU-25-50-PPS-A que tienen las siguientes características:

#### 3.3.1.2.1 DNC-32-100-PPV-A

Hoja de datos

Función





DIN



 www.festo.com



-  Diámetro  
32 ... 100 mm

-  Carrera  
2 ... 2 000 mm

Juegos de piezas de  
desgaste  
→ 9

Datos técnicos generales						
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100
Conexión neumática	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5
Construcción	Émbolo					
	Vástago					
	Tubo perfilado					
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados					
Carrera de amortiguación [mm]	20	20	22	22	32	32
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad					
Tipo de fijación	Con rosca interior					
	Con accesorios					
Posición de montaje	Indistinta					
Condiciones de funcionamiento y del entorno						
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]					
Nota sobre el fluido de trabajo/mando	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)					
Presión de funcionamiento [bar]	0,6 ... 12					
Temperatura ambiente <sup>1)</sup> [°C]	-20 ... +80					
Clase de resistencia a la corrosión <sup>2)</sup>	2					

Figura 3.43. Características pistón DNC-32-100<sup>10</sup>

<sup>10</sup> Fuente figura 3.43: Hoja de datos pistones Festo DNC

### 3.3.1.2.2 DSNU-25-50-PPS-A

Hoja de datos

Funcionamiento



Ø - Diámetro  
8 ... 25 mm

l - Carrera  
1 ... 500 mm

Variantes

→ 17



Datos técnicos generales						
Diámetro del émbolo	8	10	12	16	20	25
Conexión neumática	M5	M5	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$
Rosca del vástago	M4	M4	M6	M6	M8	M10x1,25
Construcción	Émbolo					
	Vástago					
	Camisa del cilindro					
Amortiguación	P	Anillos y discos elásticos en ambos lados				
	PPV	-			Amortiguación regulable en ambos lados	
	PPS	-			Amortiguación autorregulable en ambos lados	
Carrera de amortiguación	PPV [mm]	-		9	12	15
	PPS [mm]	-		12	15	17
Detección de posiciones	Para detectores de posición					
Tipo de fijación	Montaje directo (sólo variante MH)					
	Con accesorios					
Posición de montaje	Indistinta					

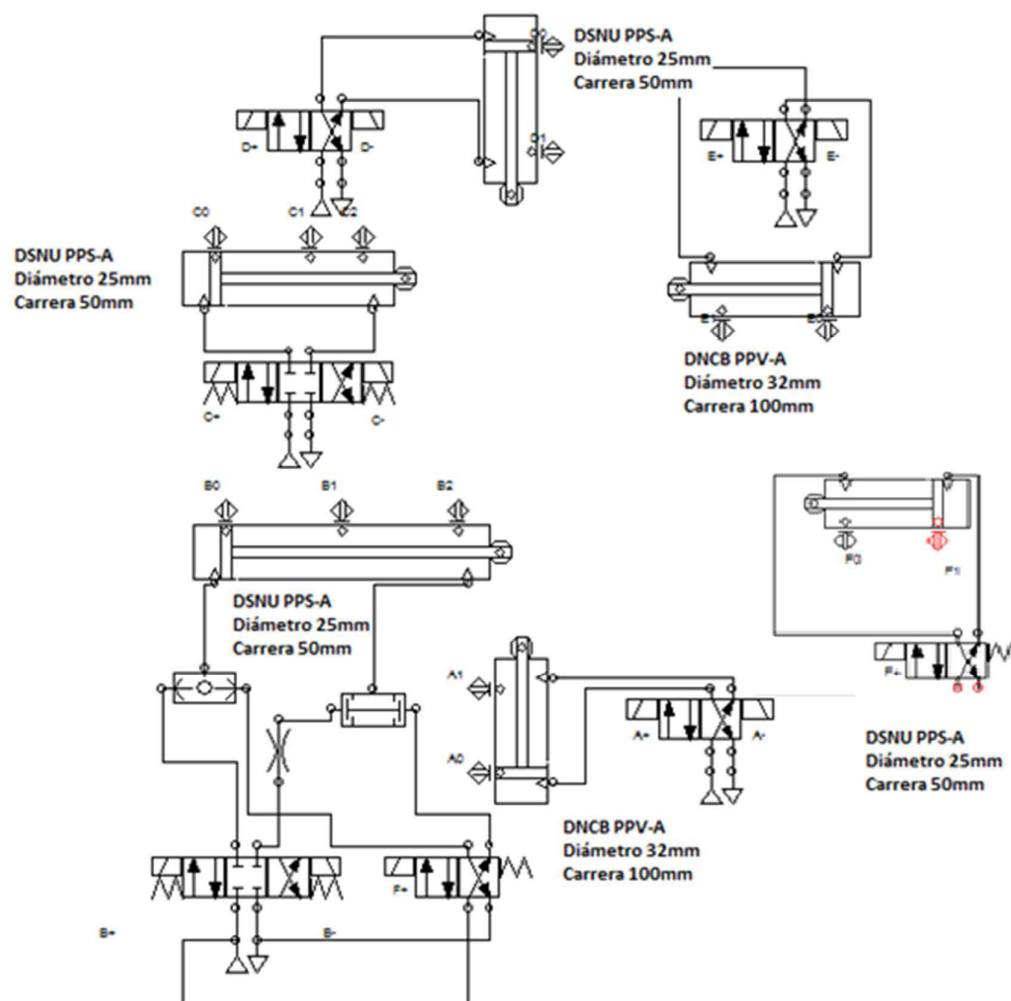
⚠ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Condiciones de funcionamiento						
Diámetro del émbolo	8	10	12	16	20	25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]					
Nota sobre el fluido de trabajo/mando	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)					
Presión de funcionamiento	Tipo básico [bar]	1,5 ... 10 <sup>1)</sup>			1 ... 10	
	S10	-		1,5 ... 10	1 ... 10	
	S11	-		0,45 ... 10	0,3 ... 10	

Figura 3.44. Características pistón DSNU-25-50

Para este caso se escogió el pistón tipo básico ya que no se necesita de ninguna característica en especial para el funcionamiento de la secuencia de la máquina.

El diagrama neumático quedaría de la siguiente manera:



**Figura 3.45. Circuito neumático con pistones seleccionados**

Una vez que ya se tiene el circuito y los elementos que lo conforman nos queda obtener el consumo de aire para poder determinar si la bomba actual puede aguantar este consumo de aire y no tener una descompensación en las líneas:

### Consumo de Cilindros de Aire

Modo de operacion  doble accionamiento
 
 Numero de ciclos    1/min  
 Carrera/Longitud    mm

Tamano

NOTA: Usando el diametro estimado de vastago de 10 mm.

Cilindros elegidos y su consumo de aire							Consumo de Aire	
Tamano	Carrera/Longitud	Modo de Op.	Vastago	Presion	Ciclos	por Ciclo	por Minuto	
32 mm	100 mm	doble	estandar	6,00 bar	60,00/min	1,05 l	62,81 l	
32 mm	100 mm	doble	estandar	6,00 bar	60,00/min	1,05 l	62,81 l	
25 mm	50 mm	doble	estandar	6,00 bar	60,00/min	0,32 l	18,97 l	
25 mm	50 mm	doble	estandar	6,00 bar	60,00/min	0,32 l	18,97 l	
25 mm	50 mm	doble	estandar	6,00 bar	60,00/min	0,32 l	18,97 l	

**Utilizacion**

Presion de trabajo    bar

Horas de trabajo por dia    h

**Consumo de aire resultante**

Consumo de aire por minuto  m<sup>3</sup>

Consumo de aire por dia  m<sup>3</sup>

**Figura 3.46. Consumo de aire piston**

Se puede observar que el consumo es mínimo en comparación al compresor que se tiene por lo que no se tendrá descompensación en la línea neumática.

### 3.3.1.3 BOBINAS ACCIONAMIENTO VÁLVULAS

Para poder seleccionar las bobinas de las electroválvulas se debe tan solo considerar el voltaje de funcionamiento de las mismas, en este caso el voltaje de funcionamiento es de 24 Voltios aprovechando la fuente de voltaje del PLC que soporta hasta 2,5 amperios; con esto se ha seleccionado las siguientes bobinas:



**Figura 3.47. Bobinas Nass Magnet**

Las cuales consumen 100mA por lo que la fuente de voltaje soporta la conexión de las 11 bobinas que comandan a las válvulas.



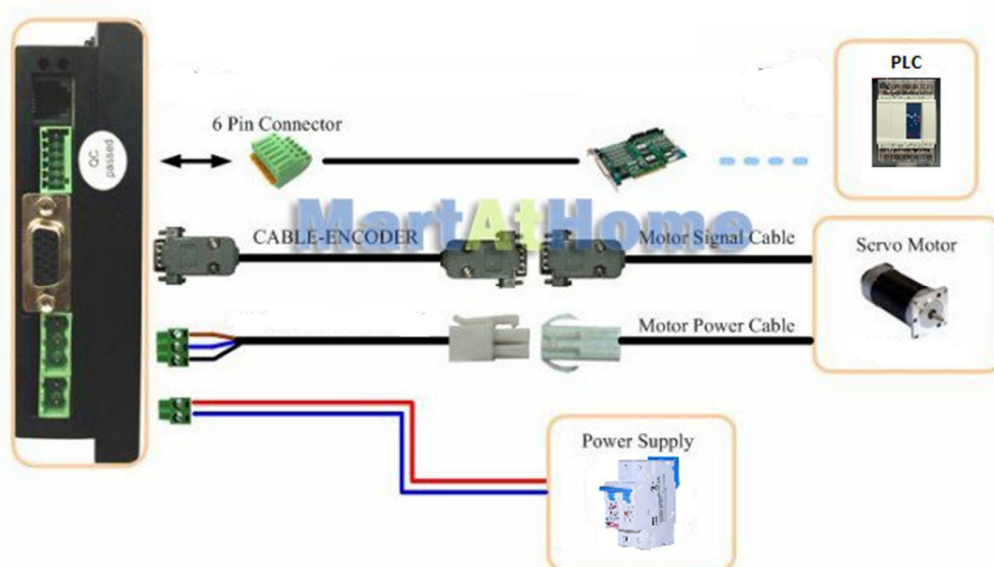
### 3.4 PROGRAMACIÓN SERVOMOTOR

El sistema para dar espiras al resorte es un sistema compuesto por un PLC un servo-drive y un servomotor.



**Figura 3.48. Servodriver y servomotor**


La programación de un servomotor se la realiza a través de un PLC que pueda generar un tren de pulsos, los cuales se envían al servo-drive y mueve al motor; el diagrama de conexión eléctrica es el siguiente:

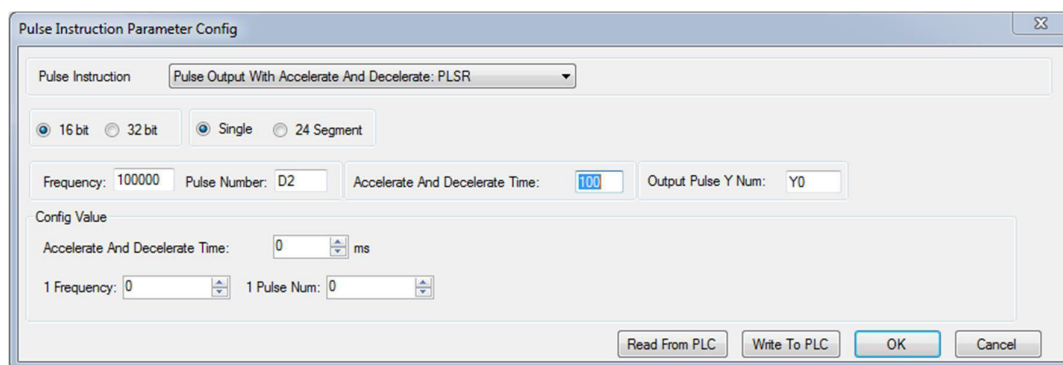


**Figura 3.49. Conexión PLC-servomotor**

Como se puede observar son conexiones simples, el cable de energización es un cable que tiene ocho conexiones en donde se energizan las bobinas internas del motor, por otro lado está el cable del encoder que es un cable por el cual se transmite la información de la posición del servomotor y la secuencia en la que se debe energizar cada bobina del motor.

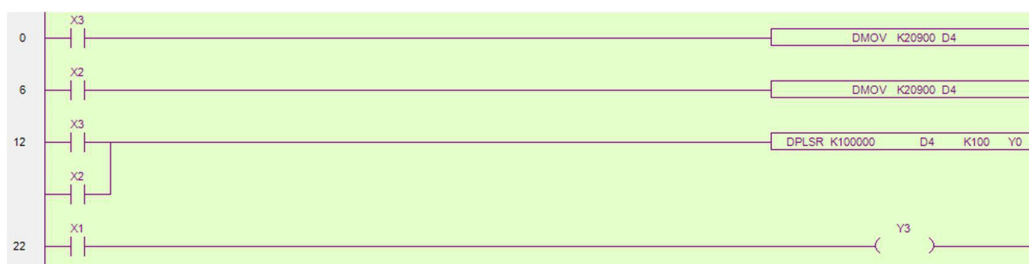
El programa en el que se programa el PLC xinge es el programa exclusivo para esta marca xc series program tool, en cual se puede programar una salida de tren de pulsos de la siguiente manera:

1.- En la opciones superiores se tiene el botón  en cual se va a configurar los parámetros para la salida del tren de pulsos.



**Figura 3.50. Configuración tren de pulsos**

2.- Los parámetros más importantes son la frecuencia el número de pulsos el tiempo de aceleración y la salida, a estos se les asigna valores 100000 D2 100 y Y0 respectivamente lo demás se deja por default, los valores D son espacios de memoria donde se puede almacenar constantes, de esta forma se puede mover diferentes valores a diferentes tiempos; el número de vueltas que va a dar el servomotor está dado por el número de pulsos, el tiempo en que se demora realizar estos movimientos viene dado por la frecuencia y la salida Y0 es por donde va salir el tren de pulsos.



**Figura 3.51. Diagrama control servomotor**

3.- La instrucción DMOV es la que mueve un valor constante (K2000) a un espacio de memoria (D4) se configuró así al movimiento del servomotor ya que se necesitó que de 4,5 vueltas para las espiras; ya que el pin abierto del resorte debe encajar con la cuchilla de forma; y 0,5 al final del ciclo para que vuelva a su posición inicial, las entradas X2 y X3 son las que le dan la señal para moverse, y X1 es la que enciende al servo-drive.

4.- Para poder asegurar que el motor va a llegar a la posición debida se utilizó la herramienta de PID del propio programa con una salida Y1, para esto se configura los parámetros de PID en el botón **PID**.

5.- Esta herramienta es muy útil ya que el software puede leer datos de una entrada (en este caso sensor de posición) del PLC y sugerir las constantes  $K_p$ ,  $T_i$  y  $T_d$ . Con esto se configura solo el PID y se asegura que el motor va a llegar a la posición deseada.

## CAPÍTULO IV

### 4 DISEÑO ANALÍTICO Y VIRTUAL CON SOFTWARE CAD/CAE

#### 4.1 DISEÑO MECÁNICO

A continuación se describe la orientación de los elementos que componen la máquina, las simulaciones y cálculos, el sistema de alimentación y el sistema estructural mecánicos más críticos sometidos a cargas radiales, axiales y/o combinadas.

##### 4.1.1 SISTEMA DE ORIENTACIÓN DE PIEZAS DE ENSAMBLE

La orientación de las piezas que componen la máquina fue basada en la máquina netamente mecánica con que la empresa disponía. Nuevos elementos, soportes, geometría en general fueron modificados para el acoplamiento neumático y electrónico.

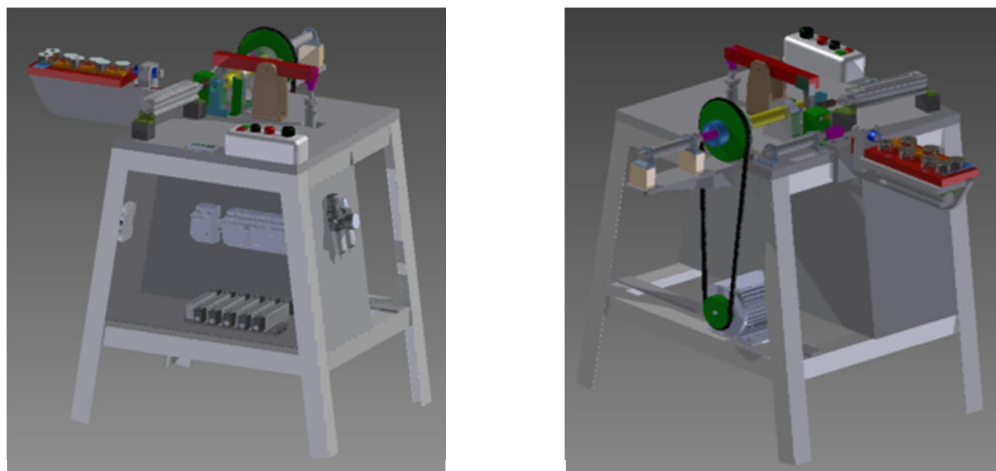
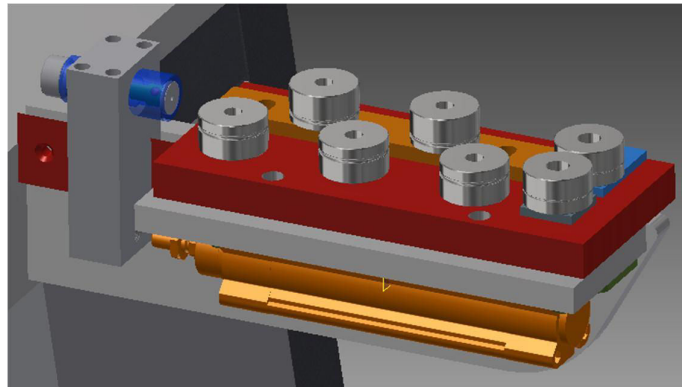


Figura 4.1. Máquina automatizada de resortes, vista frontal y posterior.

#### 4.1.1.1 Enderezado

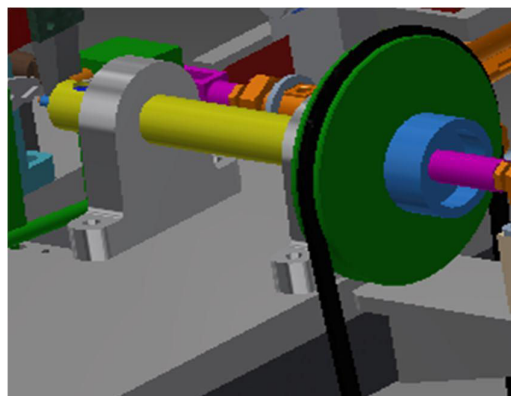


**Figura 4.2. Elementos que componen la alimentación de alambre al sistema.**

El enderezado se compone por siete rodillos de los cuales los dos primeros permiten la sujeción del alambre para un posterior arrastre. Los cinco rodillos restantes actúan como enderezadores a través de una guía que se encuentran ubicadas en el medio de los mismos.

Las placas, además de soportar el cilindro y los rodillos, permiten la nivelación de estos últimos y que la guía entre ellos coincida para el enderezado del alambre.

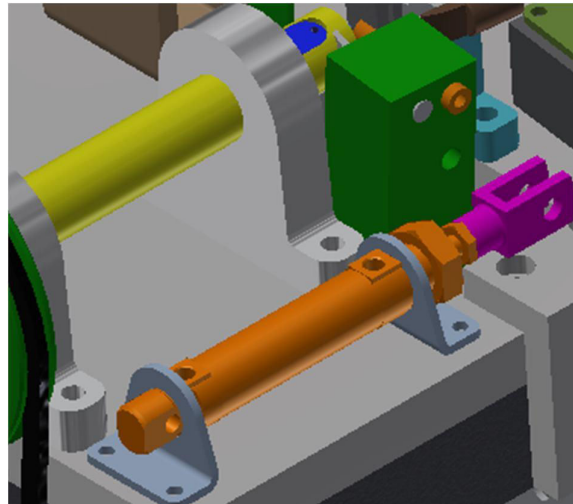
#### 4.1.1.2 Espiralado



**Figura 4.3. Mecanismo para crear las espiras del resorte**

Las espiras del resorte se forman por un movimiento rotacional en el eje principal el cual obtiene dicho movimiento por una polea conectada a un servomotor en la parte inferior de la bancada, que dará el número de espiras con exactitud.

#### 4.1.1.3 Paso para el espiralado

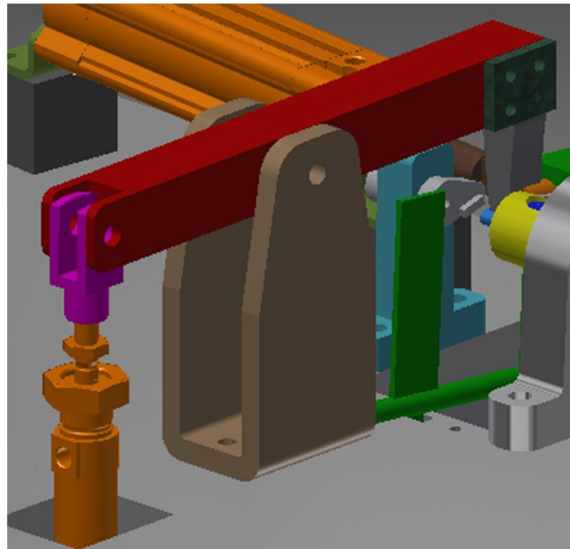


**Figura 4.4. Mecanismo para obtener el avance de las espiras.**

Este pistón es el que controla el avance contante para formar las espiras del resorte. Este movimiento se transmite a una placa por medio de un tornillo roscado.

Además, al tener tres posiciones, permite el doblado de uno de los brazos del resorte en su posición final.

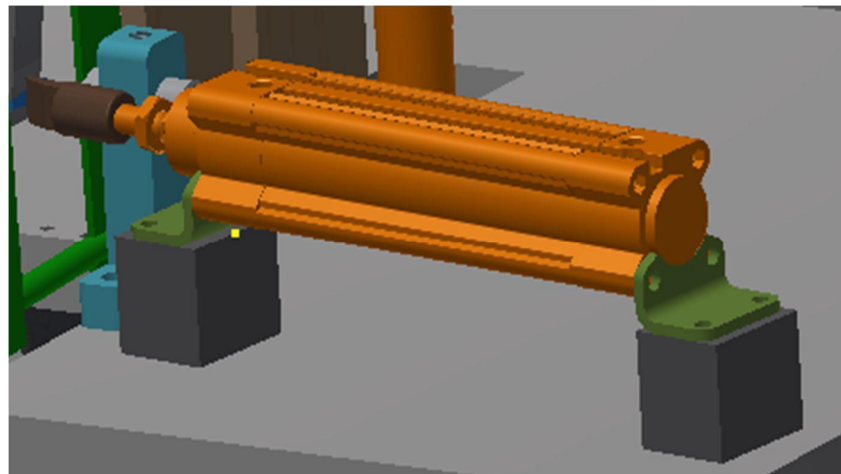
#### 4.1.1.4 Ancho del resorte



**Figura 4.5. Sistema para determinar el ancho del resorte.**

El pistón mueve el brazo en el cual está sujeta una cuchilla cuyo ancho determina al mismo tiempo el ancho del resorte y a su vez se emplea como apoyo para el doblado y corte de los brazos del resorte.

#### 4.1.1.5 Doblado y corte



**Figura 4.6. Pistón para doblado y corte.**



Por medio de este pistón es posible el doblado del brazo restante y corte al mismo tiempo debido a que tiene acoplado una cuchilla con dilo cortante. Las placas sirven de nivelación para un corte preciso.

#### 4.1.2 DIMENSIONAMIENTO ANALÍTICO DE LA MÁQUINA

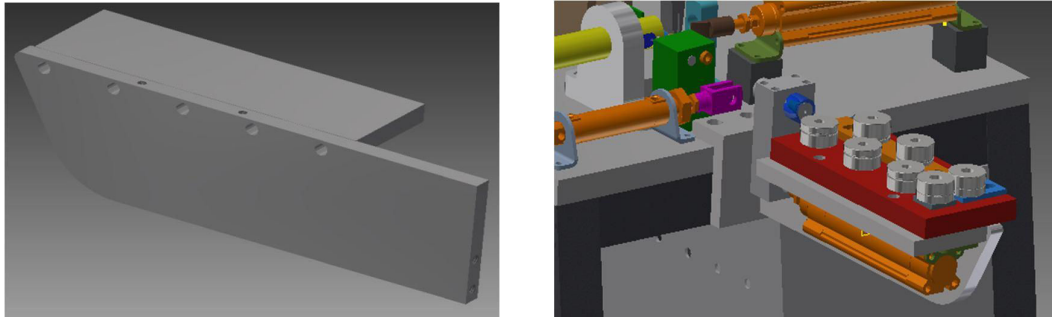
Para los posteriores análisis de los diferentes elementos mecánicos que componen la máquina en la siguiente tabla se enumera las partes principales de la misma con sus respectivos pesos obtenidos por software.

**Tabla 4.1. Peso de los principales componentes de la máquina**

<b>Elemento</b>	<b>Código Plano</b>	<b>Material</b>	<b>Peso (kg)</b>
Bancada	-	ASTM A36	16,38
Base Principal	600	ASTM A36	53,10
Base Enderezador	1100	ASTM A36	6,47
Enderezadores y placas alzas	800	ASTM A36	5,72
Unión Placa – Base Enderezador	1200	ASTM A36	0,98
Anti-retorno de Alambre	3300	ASTM A36	1,21
Chumaceras	1500	ASTM A36	2,5
Soporte Brazo Basculante	2100	ASTM A36	1,59
Brazo Basculante	1800	ASTM A36	1,74
Eje Principal	1600	S705	1,02
Motor	-	-	6,5
Cilindros Neumáticos	-	-	3,32
Alzas, soportes, etc.	-	-	3,5
<b>TOTAL</b>			<b>113,78</b>

##### 4.1.2.1 Base de Enderezado

Este elemento es el soporte de los rodillos enderezadores de alambre, el material de pre-diseño es ASTM-36.

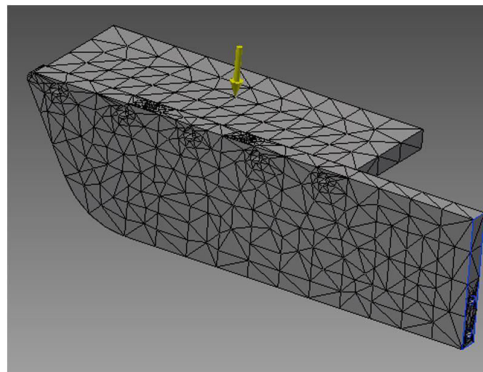


**Figura 4.7. Base rodillos enderezadores**

#### **4.1.2.1.1 Análisis de cargas**

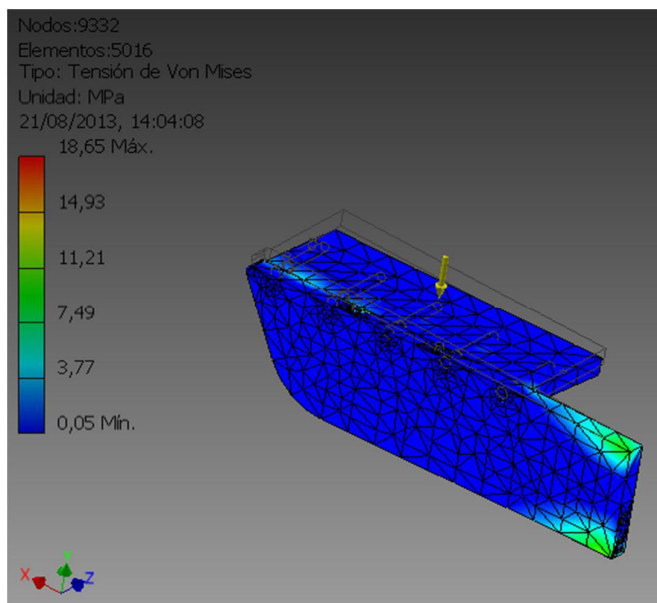
La carga soportada por ésta base hace referencia a los pesos obtenidos en la Tabla 4.1, rodillos y sus placas que actúan como alzas para compensar la altura por donde se guía el alambre.

Para el análisis la fuerza es de 150kg (1500N) que corresponden al peso de placas, rodillos y un apoyo sea humano o de material, y se distribuye uniformemente sobre la placa superior de toda la base.



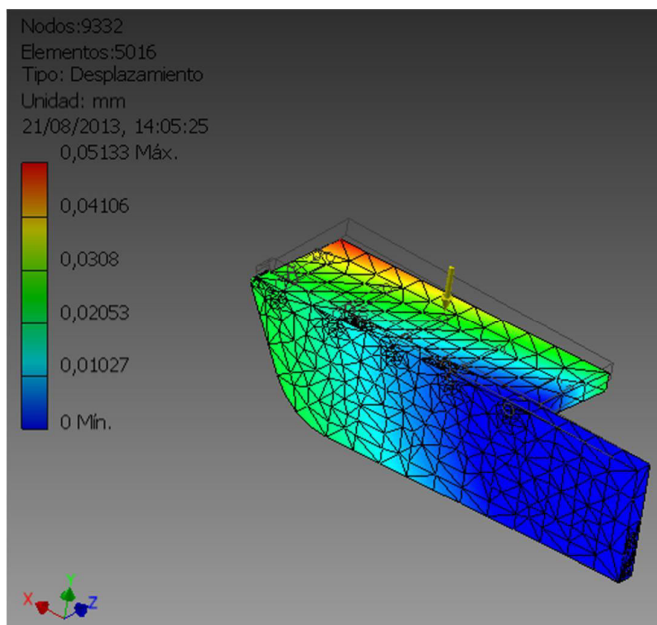
**Figura 4.8. Distribución de carga sobre la base de enderezado**

Como se mencionó anteriormente, la carga se distribuye uniformemente sobre la placa superior de la base y la restricción está sujeta a la cara lateral de la placa inferior.



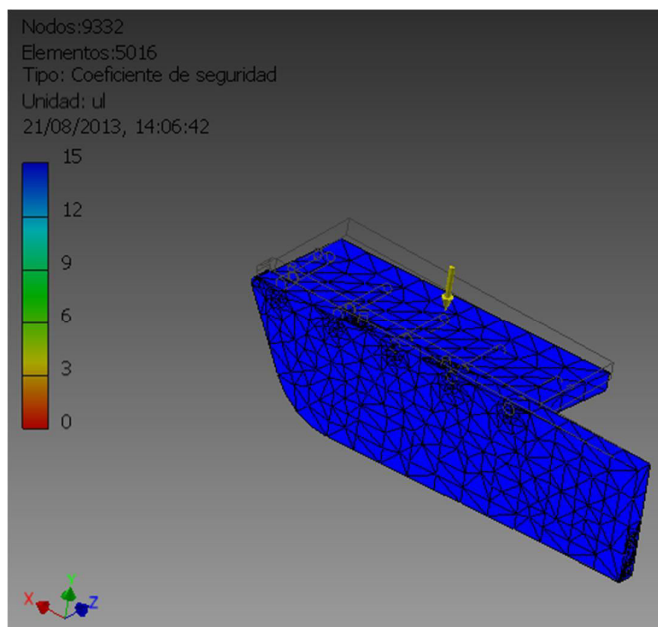
**Figura 4.9. Simulación Base de Enderezado, Tensión de Von Mises**

El análisis por tensión de Von Mises máximo en este ensayo por simulación llega a ser de 20MPa lo que indica estar por debajo del límite de tensión a la fluencia del acero A36 de 250MPa,



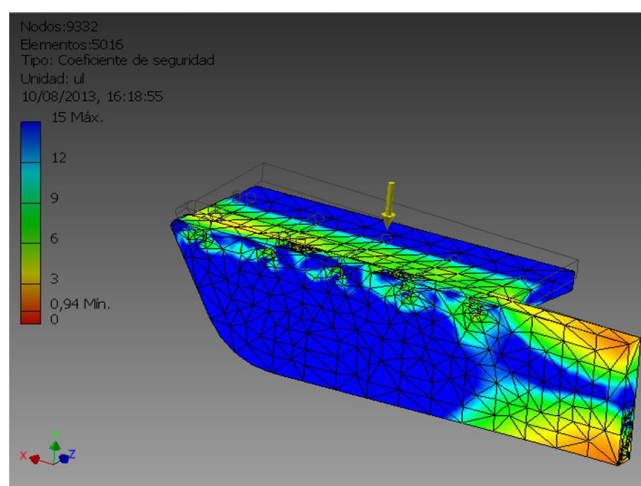
**Figura 4.10. Simulación Base de Enderezado, Desplazamiento**

El desplazamiento máximo existente sobre las placas que soportan los rodillos de enderezamiento es de 0,051mm.



**Figura 4.11. Simulación Base de Enderezado, Coeficiente de seguridad**

El coeficiente de seguridad como se ve en la Figura 4.11 llega a 15 en toda la base.



**Figura 4.12. Simulación, Coeficiente de seguridad con carga máxima**

Para establecer la máxima carga que puede soportar se varía la fuerza distribuida sobre la placa superior de la base, obteniéndose que la máxima carga debe estar por debajo de los 300kg (3000N) donde el factor de seguridad como se ve en la Figura 4.12 es menor que 3.

#### 4.1.2.1.2 Análisis por resistencia

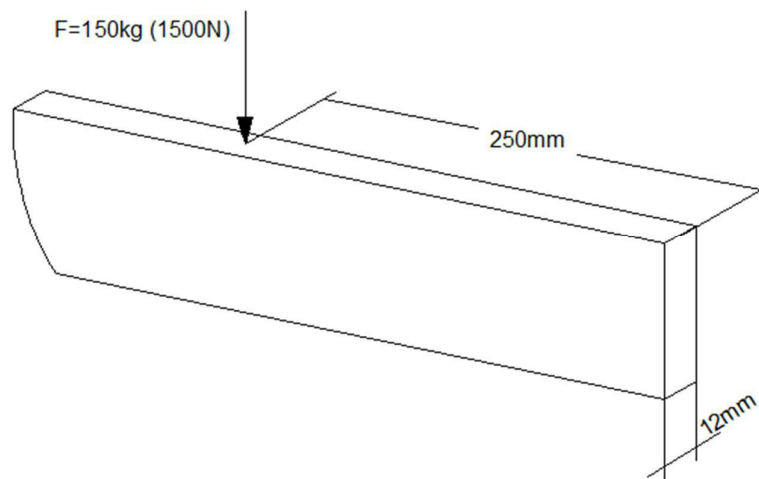
Carga soportada: 150kgf (1500N)

Punto de aplicación de la carga: 250mm

Material: ASTM-36

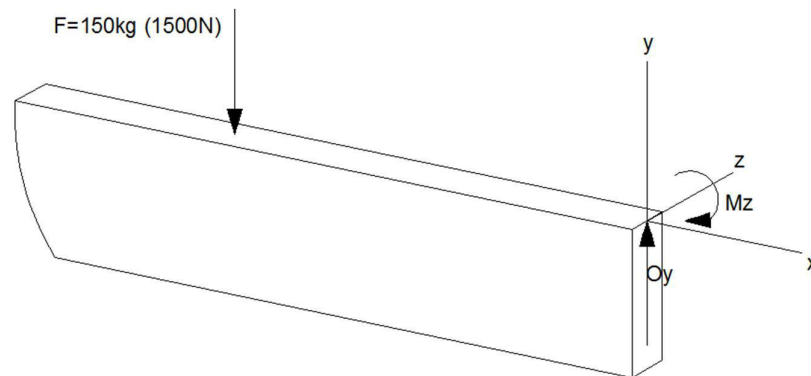
Esfuerzo a la fluencia  $S_y$ : 36ksi

La geometría de la placa analizada es:



**Figura 4.13. Geometría de placa analizada.**

Diagrama de cuerpo libre:



**Figura 4.14. Diagrama de cuerpo libre de la placa analizada.**

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum F_y = 0$$

$$F - O_y = 0$$

$$O_y = 1500\text{N}$$

Sumatoria de momentos:

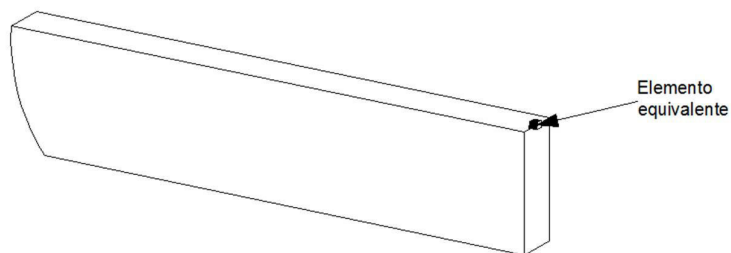
$$\sum M_z = 0$$

$$M_z = F \cdot d$$

$$M_z = 1500\text{N} \cdot 250\text{mm}$$

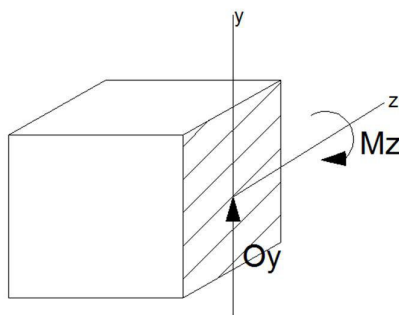
$$M_z = 375\text{Nm}$$

Se obtiene a partir de un elemento (más crítico), el esfuerzo de von Mises, mismo como se explica anteriormente hace referencia a un esfuerzo equivalente en toda la placa.



**Figura 4.15. Elemento equivalente para el análisis de von Mises.**

El plano al cual corresponde el análisis es YZ:



**Figura 4.16. Plano de aplicación de fuerza y momento.**

Esfuerzo flector:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}$$

donde  $\sigma_f$ : esfuerzo flexionante, MPa

M: momento flector, N.m

c: distancia desde el centro a un extremo de la placa, m

I: inercia del elemento

$$\sigma_f = \frac{375\text{Nm} \cdot \frac{0,012\text{m}}{2}}{\frac{0,012\text{m} \cdot 0,06\text{m}^3}{12}}$$

$$\sigma_f = 10,42\text{MPa}$$

Esfuerzo cortante:

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

donde  $\tau$ : esfuerzo cortante, MPa

F: fuerza aplicada sobre el elemento, N

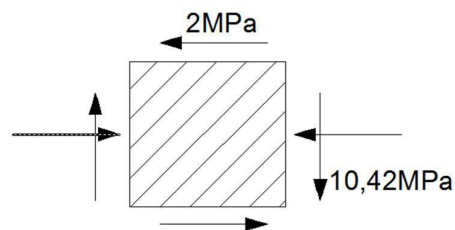
A: área transversal a la fuerza, m<sup>2</sup>

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

$$\tau = \frac{1500N}{0,012m \cdot 0,06m}$$

$$\tau = 2MPa$$

Diagrama equivalente de esfuerzos:



La ecuación correspondiente para obtener en el plano YZ los esfuerzos es:

$$\sigma_2, \sigma_3 = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\sigma_2, \sigma_3 = \frac{10,42 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{10,42 - 0}{2}\right)^2 + 2^2}$$

$$\sigma_2, \sigma_3 = 5,21 \pm 5,58$$

$$\sigma_2 = 10,79MPa$$



$$\sigma_3 = -0,37\text{MPa}$$

A partir de estos esfuerzos se obtiene el esfuerzo equivalente o de von Mises mediante la ecuación:

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \left[ \frac{(0 - 10,79)^2 + (10,79 - 0,37)^2 + (-0,37 - 0)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = 10,6\text{MPa}$$

$$\sigma' = 1,55\text{ksi}$$

Para obtener el factor de seguridad se aplica la ecuación:

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

$$n = \frac{36\text{ksi}}{1,55\text{ksi}}$$

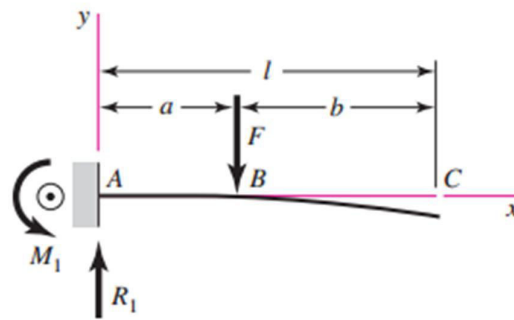
$$n = 23$$

#### 4.1.2.1.3 Análisis por deflexión

El desplazamiento máximo se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa^2}{6EI} (a - 3l)$$

donde F: fuerza aplicada, N  
 E: módulo de elasticidad del material, N/m<sup>2</sup>  
 I: momento inercial, Nm



**Figura 4.17. Diagrama de cuerpo para calcular el desplazamiento máximo.**

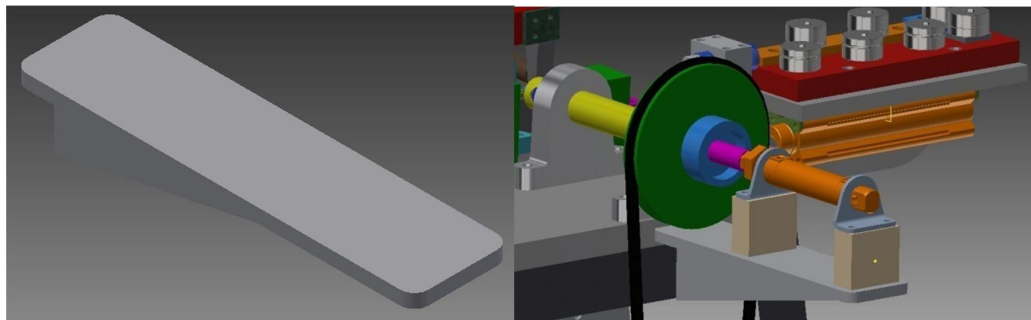
**Fuente:** SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 993.

$$y_{\text{máx}} = \frac{1500\text{N} \cdot (0,25\text{m})^2}{6 \cdot 207 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{0,012\text{m} \cdot 0,06\text{m}^3}{12}} (0,25\text{m} - 3 \cdot 0,32\text{m})$$

$$y_{\text{máx}} = 0,248\text{mm}$$

#### 4.1.2.2 Base de Pistón de Eje Envoltente

Para este componente se analiza estáticamente siendo la única carga el pistón y las alzas para el mismo como se observa en la Figura 4.18, el material de pre-diseño es ASTM-36.

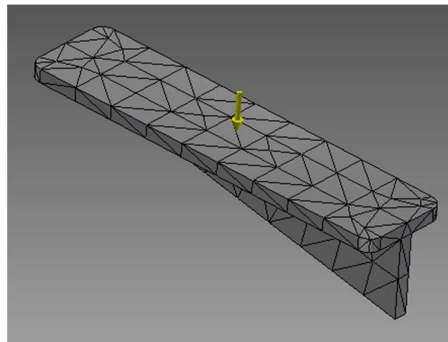


**Figura 4.18. Base Pistón Eje Envoltente**

#### 4.1.2.2.1 Análisis de cargas

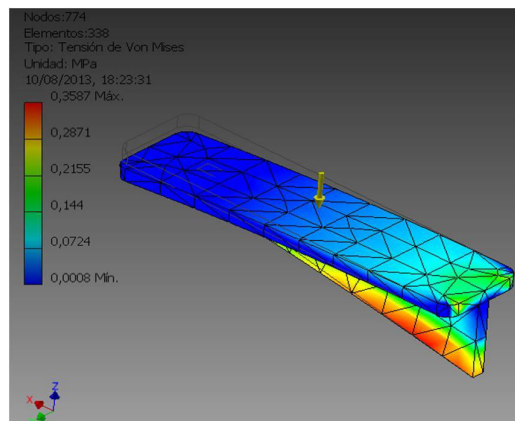
La carga soportada por ésta base hace referencia a los pesos obtenidos en la Tabla 4.1, pistón y alzas para compensar la altura por donde se guía el alambre.

Para el análisis la fuerza es de 2,5kg (25N) y se distribuye uniformemente sobre la placa superior de toda la base.



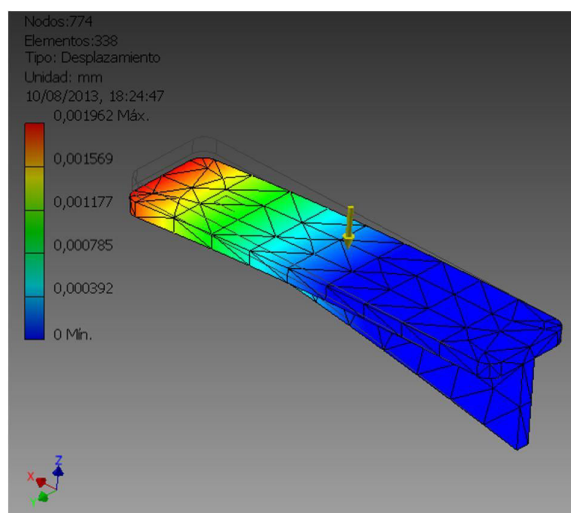
**Figura 4.19. Distribución de carga sobre la base pistón eje envolvente**

Como se mencionó anteriormente, la carga se distribuye uniformemente sobre la placa superior de la base y la restricción está sujeta a la cara lateral de la placa inferior.



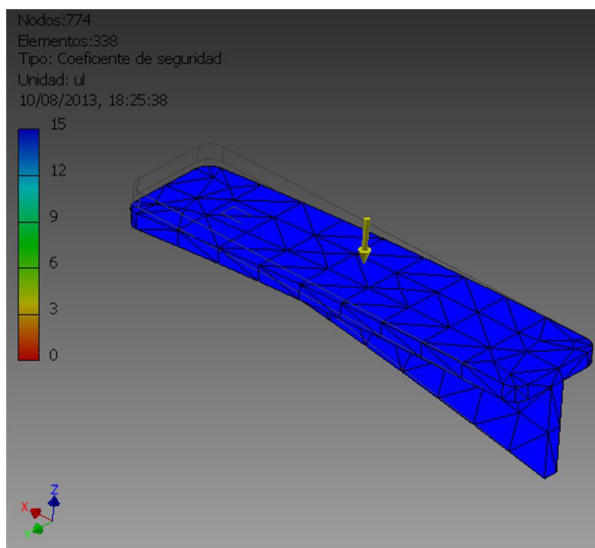
**Figura 4.20. Simulación Base Pistóns Eje Envolvente, Tensión de Von Mises**

El análisis por tensión de Von Mises máximo en este ensayo por simulación llega a ser de 1MPa lo que indica estar muy por debajo del límite de tensión a la fluencia del acero A36 de 250MPa,



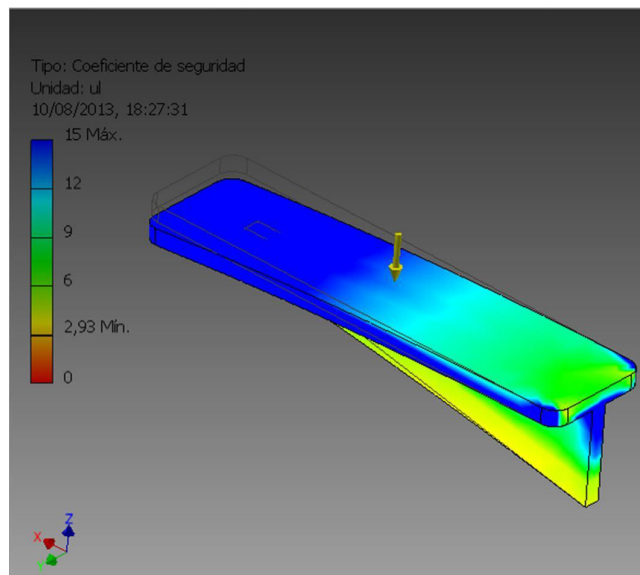
**Figura 4.21. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Desplazamiento**

El desplazamiento máximo existente sobre las placas que conforman la base es de 0,0019mm.



**Figura 4.22. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Coeficiente de seguridad**

El coeficiente de seguridad como se ve en la Figura 4.22 llega a 15 en toda la base.

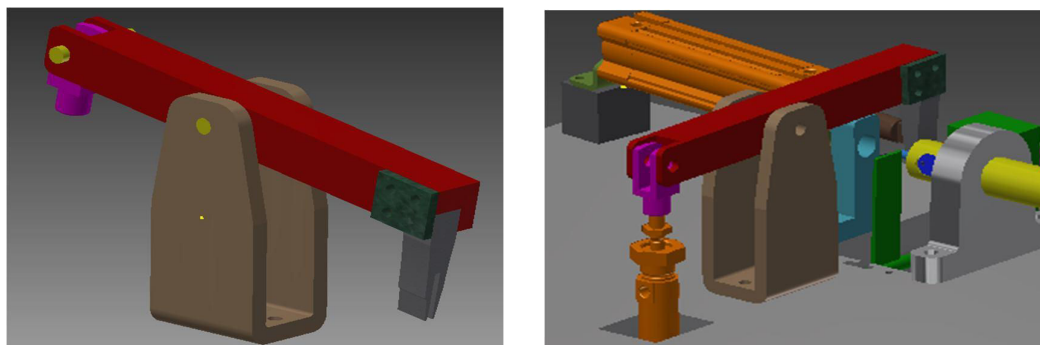


**Figura 4.23. Simulación Base de Pistón Eje Envolvente, Coeficiente de seguridad con carga máxima.**

Para establecer la máxima carga que puede soportar se varía la fuerza distribuida sobre la placa superior de la base, obteniéndose que la máxima carga debe estar por debajo de los 80kg (800N) donde el factor de seguridad como se ve en la Figura 4.23 es menor que 3.

#### **4.1.2.3 Conjunto Brazo Basculante**

Los siguientes elementos se analizan en conjunto debido a la forma de operación y se define a los ejes, que permiten el movimiento horario y anti-horario de la cuchilla que da el ancho a la espiral de resorte, como los elementos más críticos. El material seleccionado para la base y brazo basculante es de acero ASTM A36, mientras que para los ejes es SAE 705 (acero bonificado).

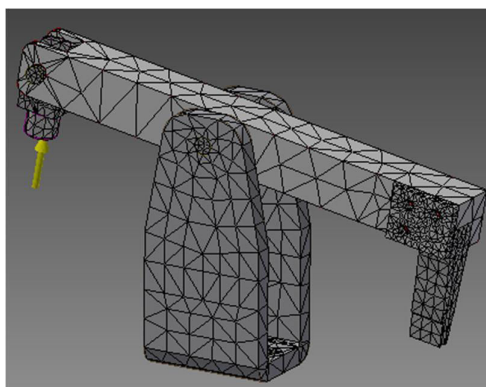


**Figura 4.24. Conjunto Brazo Basculante**

#### 4.1.2.3.1 Análisis de cargas

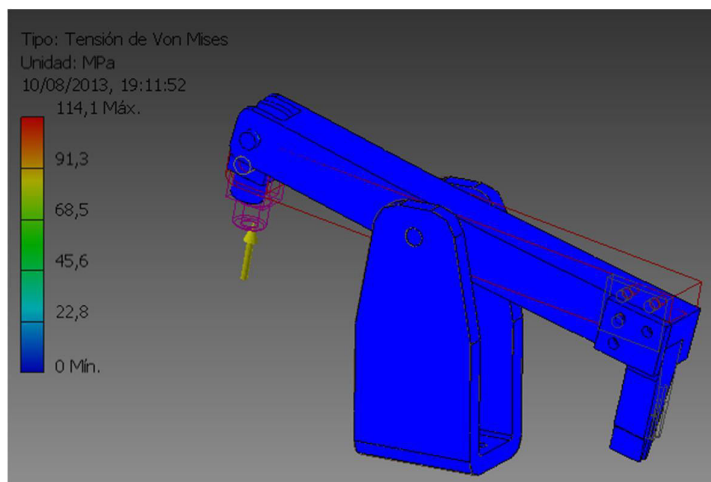
La fuerza principal a la que está sometida este conjunto es a la que ejerce el pistón acoplado en la parte posterior (Figura 4.24, acople de color morado).

Para el análisis la fuerza ejercida de este pistón a 6 bares es de aproximadamente 500N y se distribuye puntualmente sobre el acople, a partir del cual, se transmite por el movimiento ejercido a los ejes.



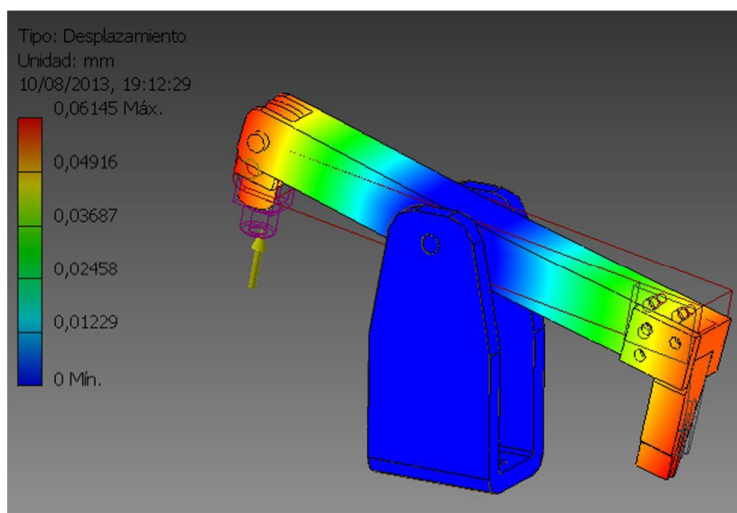
**Figura 4.25. Distribución de carga sobre el conjunto de brazo basculante**

Como se mencionó anteriormente, la carga se distribuye puntualmente sobre el acople al pistón neumático y la restricción está sujeta a la cara inferior de la base que soporta el brazo basculante.



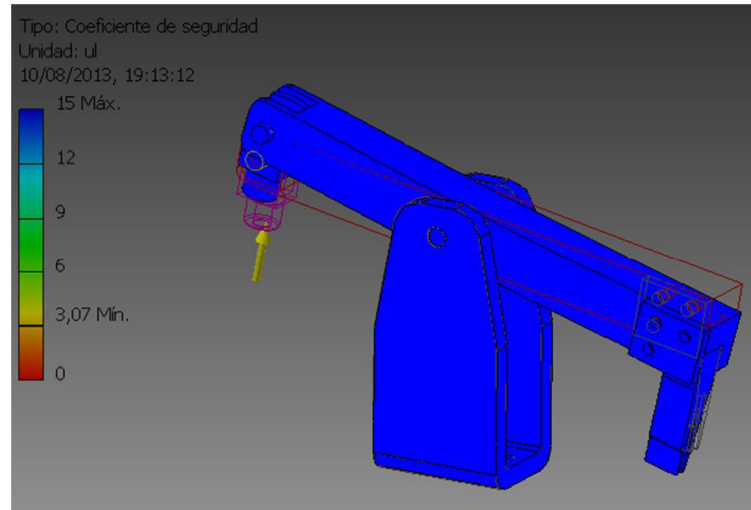
**Figura 4.26. Simulación Conjunto de Brazo Basculante, Tensión de Von Mises**

El análisis por tensión de Von Mises máximo en este ensayo por simulación llega a ser de 115MPa lo que indica estar por debajo del límite de tensión a la fluencia del acero A36 de 250MPa,



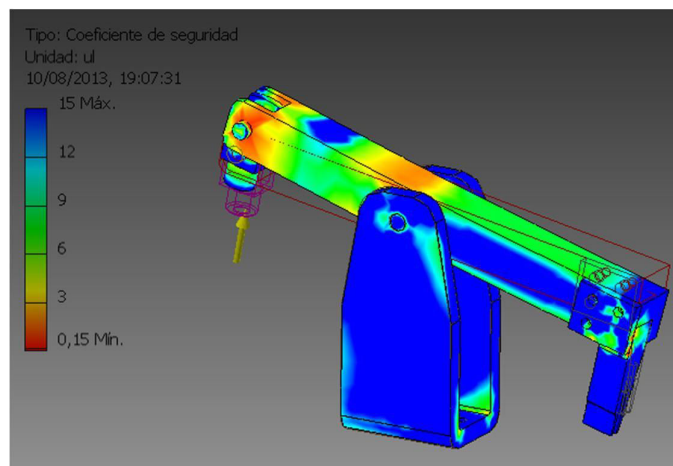
**Figura 4.27. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Desplazamiento**

El desplazamiento máximo existente ocurre sobre el eje que articula el acople del pistón con el brazo basculante siendo de aproximadamente 0,061mm.



**Figura 4.28. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Coeficiente de seguridad**

El coeficiente de seguridad como se ve en la Figura 4.28 llega a 15 en toda la base.



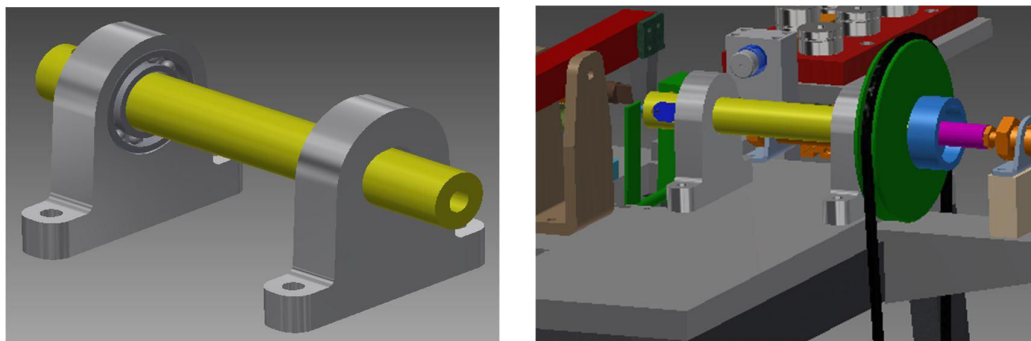
**Figura 4.29. Simulación Conjunto Brazo Basculante, Coeficiente de seguridad con carga máxima**



Para establecer la máxima carga que puede soportar los ejes, en este caso los elementos más críticos, se varía la fuerza puntual ejercida del pistón neumático acoplado al brazo basculante haciendo que éste adquiera una fuerza máxima de 1000N donde el factor de seguridad como se ve en la Figura 4.29 es menor que 3.

#### 4.1.2.4 Eje Principal

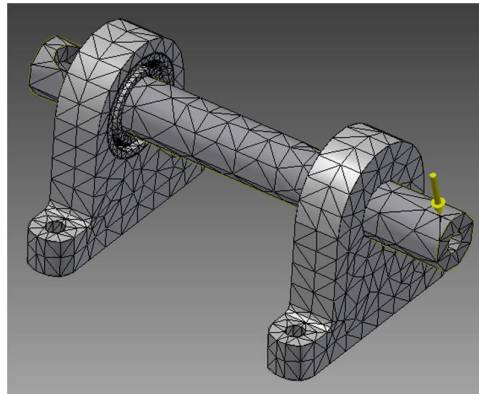
Para este componente se analiza estáticamente, siendo la carga principal la que se transmite desde el motor por la polea y ésta a su vez al eje principal como se observa en la Figura 4.30, el material de pre-diseño es SAE 705 el cual es un acero bonificado muy empleado en la industria para ejes.



**Figura 4.30. Eje principal**

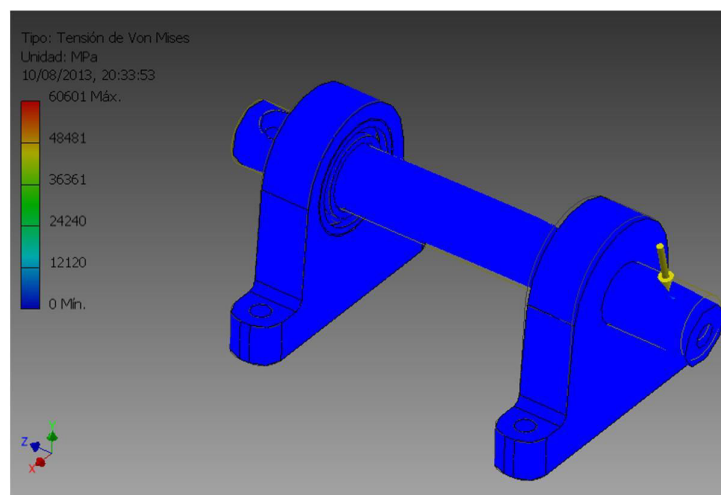
##### 4.1.2.4.1 Análisis de cargas

Para éste análisis se simula la carga transmitida por el motor a través de la banda y la polea al eje como una fuerza puntual a uno los extremos del mismo. Dicha fuerza se relaciona con la potencia del motor de 1hp, el brazo donde se aplica la fuerza siendo este valor aproximadamente de 3000N.



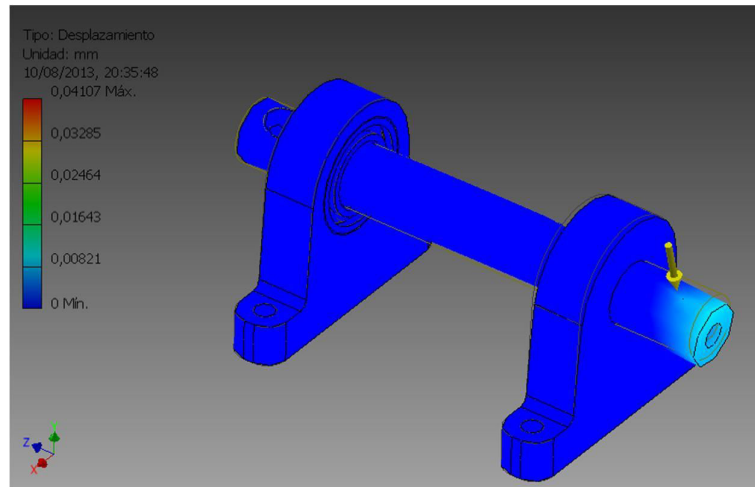
**Figura 4.31. Distribución de carga sobre el eje principal**

La fuerza se aplica al extremo del eje y las restricciones fijas en las bases de las chumaceras.



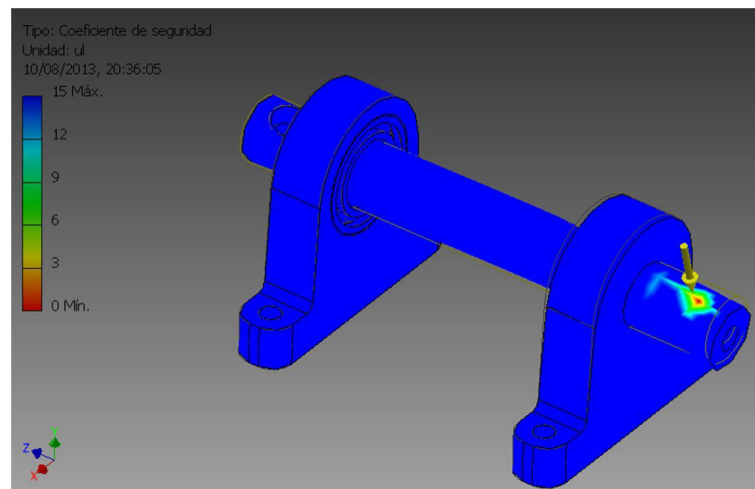
**Figura 4.32. Simulación Base Pistón Eje Envolvente, Tensión de Von Mises**

El análisis por tensión de Von Mises máximo en este ensayo por simulación llega a ser de 15MPa lo que indica estar por debajo del límite de tensión a la fluencia del acero A36 de 250MPa,



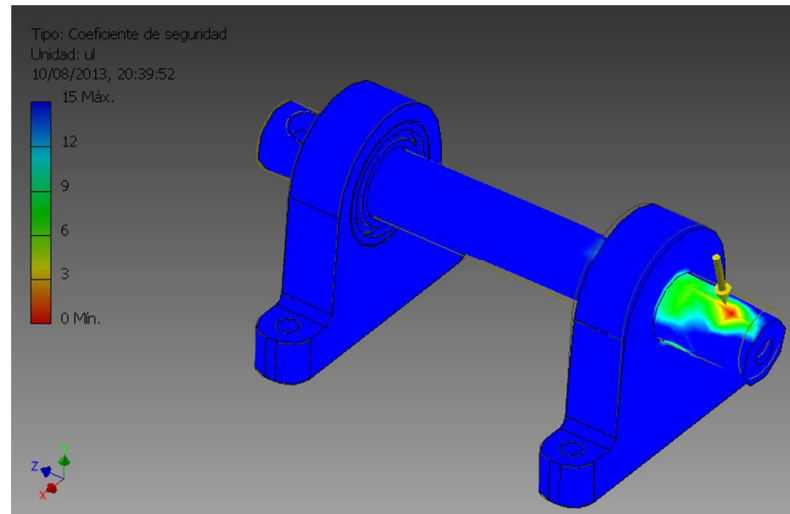
**Figura 4.33. Simulación Eje Principal, Desplazamiento**

El desplazamiento máximo existente se produce sobre el extremo donde se aplica la fuerza y es de 0,041mm.



**Figura 4.34. Simulación Eje Principal, Coeficiente de seguridad**

El coeficiente de seguridad como se ve en la Figura 4.34 llega a 15 en toda la base.



**Figura 4.35. Simulación Eje Principal, Coeficiente de seguridad con carga máxima**

Para establecer la máxima carga que puede soportar se varía la fuerza puntual de 3000N sobre el extremo que se apoya la polea desde el motor, obteniéndose que la máxima carga debe estar por debajo de los 7000N donde el factor de seguridad como se ve en la Figura 4.35 empieza a ser menor que 3.

#### 4.1.2.4.2 Análisis por resistencia

Velocidad del motor: 1700rpm

Relación de transmisión de poleas hasta el eje 1:3

Diámetro de polea transmisora de movimiento al eje (Dp): 50mm (2pulg)

Velocidad de línea:

$$V = \frac{\pi D_p n}{12}$$

donde Dp: diámetro de la polea, pulg

n: velocidad de la polea, rpm

$$V = \frac{\pi \cdot 2 \cdot (1700/3)}{12} = 296,7 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Carga transmitida:

$$W_t = 33000 \frac{H}{V}$$

donde H: potencia, hp

V: velocidad de línea, pies/min

$$W_t = 33000 \frac{1}{296,7} = 111 \text{ lbf}$$

Torque transmitido:

$$T = W_t \frac{D_p}{2}$$

$$T = 111 \cdot \frac{6}{2} = 333 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Carga radial:

$$W_r = \text{tg}(\phi) \cdot W_t$$

$$W_r = \text{tg}(20^\circ) \cdot 111 \text{ lbf} = 40,4 \text{ lbf}$$

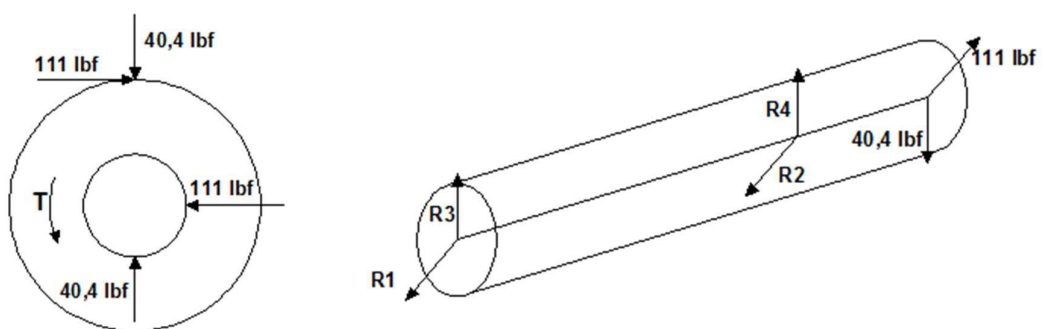


Figura 4.36. Diagrama de fuerzas y reacciones

Fuerzas al cortante y momentos flexionantes:

Fuerza=111lbf

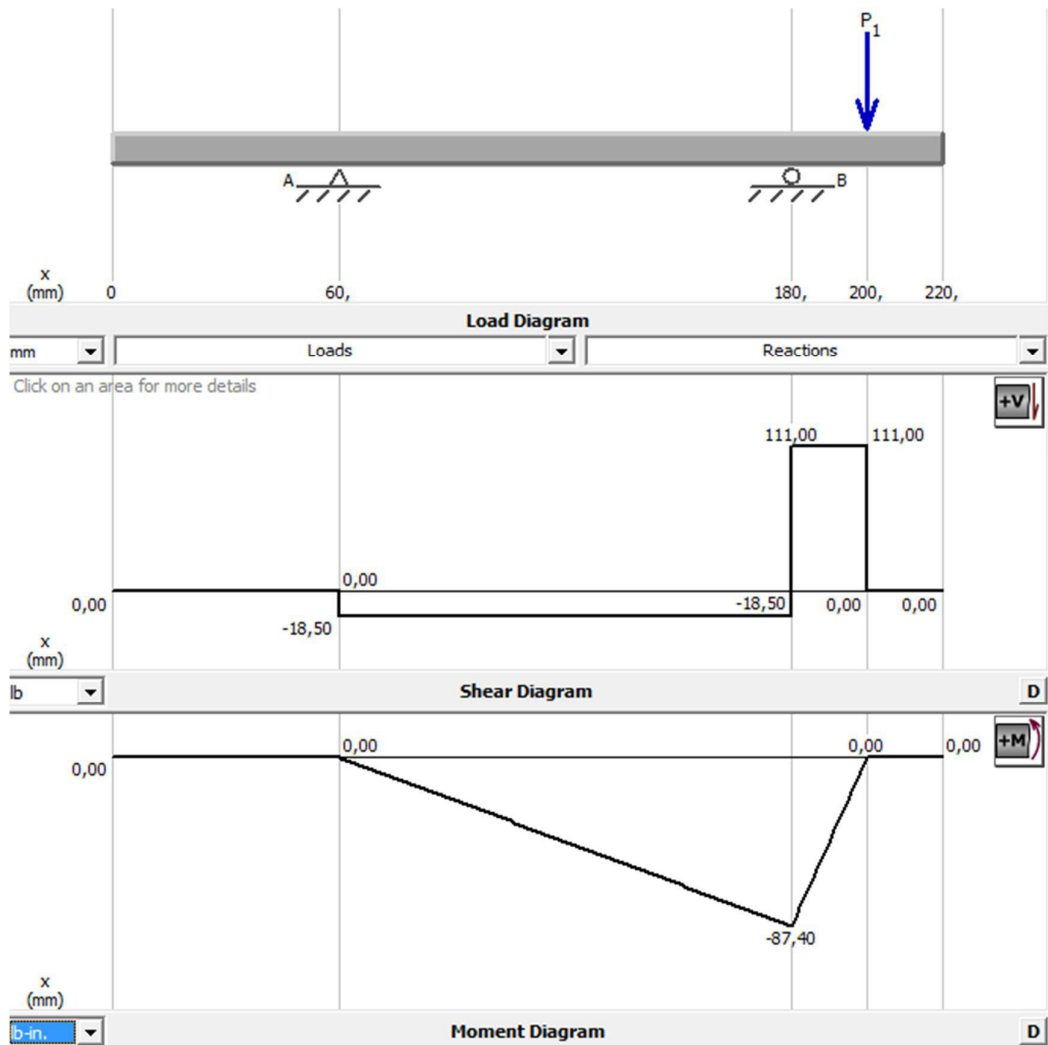
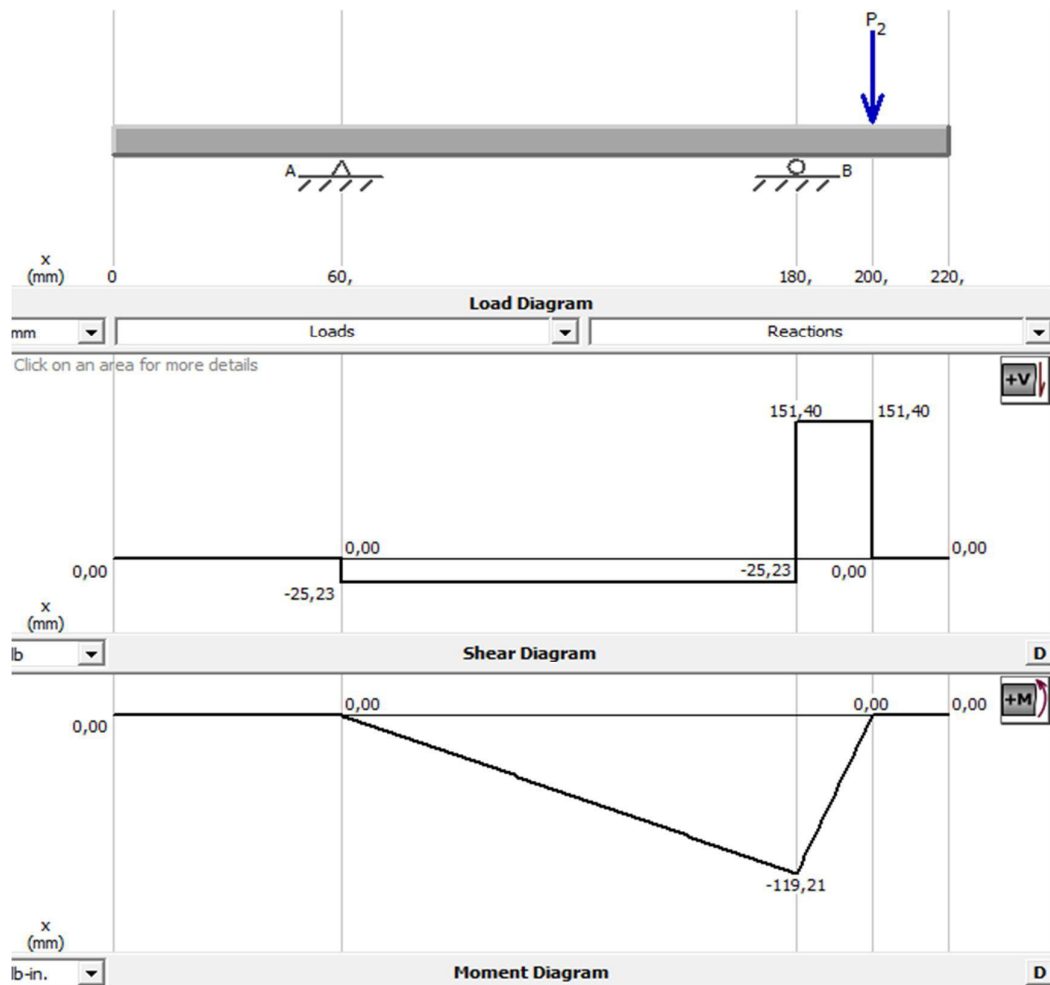


Figura 4.37. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes con  $W_t$

Fuerza=40,4lbf



**Figura 4.38. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes con  $W_r$**

Momento alternante  $M_a$  y momento medio  $M_m$ :

$$M_T = \sqrt{(-87,4)^2 + (-119,21)^2} = 148 \text{ lbf in} = M_a$$

$$M_m = 0$$

Torsor alternante  $T_a$  y torsor medio  $T_m$ :

$$T = 333 \text{ lbf} \cdot \text{in} = T_m$$

$$T_a = 0$$

Diámetro de eje:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{k_f M a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{k_f M m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

donde      n: factor de seguridad  
               k<sub>f</sub>: concentrador de esfuerzos, flexión  
               K<sub>fs</sub>: concentrador de esfuerzos, torsión  
               S<sub>e</sub>: límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.  
               S<sub>y</sub>: límite de fluencia del material.

### 1era iteración

#### Material Acero 705 Templado y Revenido a 650°C (AISI 4340)

$$S_{ut} = 140 \text{ ksi} \quad S_y = 124 \text{ ksi}$$

Longitud de eje: 220mm

Se determina concentradores flexionantes y al cortante iniciales:

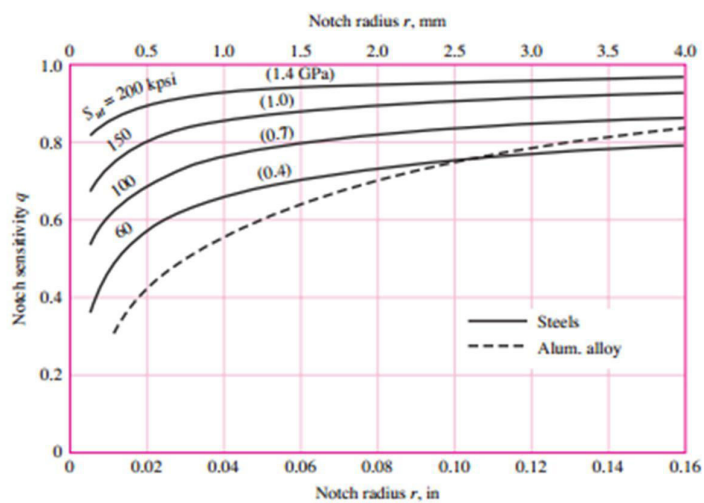
**Tabla 4.2. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo**

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

**Fuente:** SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 361.

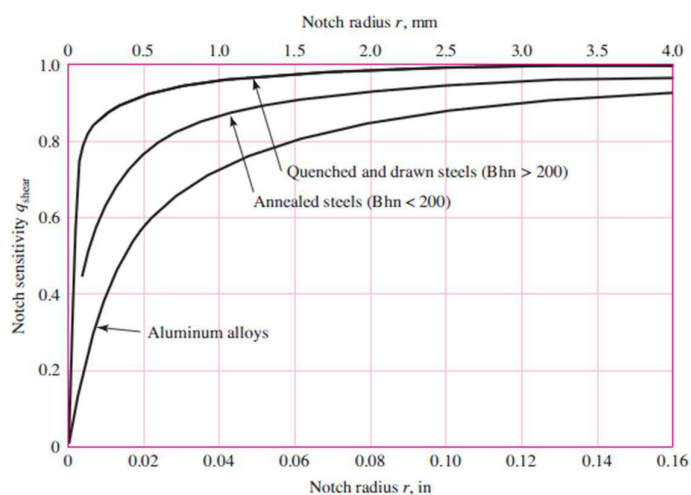
$$k_t = 2.2 \quad k_{ts} = 3 \quad (\text{Cuñero fresado})$$





**Figura 4.39. Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a flexión inversa.**

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 287.



**Figura 4.40. Sensibilidad a la muesca de aceros sometidos a torsión inversa.**

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 288.

$$q = 0.6 \text{ (flexión)} \quad q_s = 0.75 \text{ (torsión)}$$

Concentrador de flexión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.6(2.2 - 1) = 1.72$$

Concentrador al cortante:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.75(3 - 1) = 2.5$$

Límite de resistencia a la fatiga dependientes de la geometría y condición de uso  $S_e$ :

Factor de superficie  $K_a$ :

**Tabla 4.3. Parámetros en el factor de condición superficial de Marin.**

Surface Finish	Factor $a$		Exponent $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

**Fuente:** SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 280.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Maquinado en frío})$$

$$k_a = 2.7 \cdot 140^{-0.265} = 0.72$$

Factor de tamaño  $K_b$ :

$$k_b = 0.9 \quad (\text{supuesto})$$

Factor de carga  $K_c$ :

$$k_c = 1 \quad (\text{cargas combinadas})$$

Factor de temperatura  $K_d$ :

$$k_d = 1 \quad (T < 250^\circ\text{C})$$

Factor de confiabilidad  $K_e$ :

**Tabla 4.4. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.**

Reliability, %	Transformation Variate $z_\alpha$	Reliability Factor $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Fuente:** SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 285.

$$k_e = 1$$

Factor de efectos varios  $K_f$ :

$$k_f = 1$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f (0.5 S_{ut})$$

$$S_e = (0,72)(0,9)(1)(1)(1)(1)(0.5 \times 140)$$

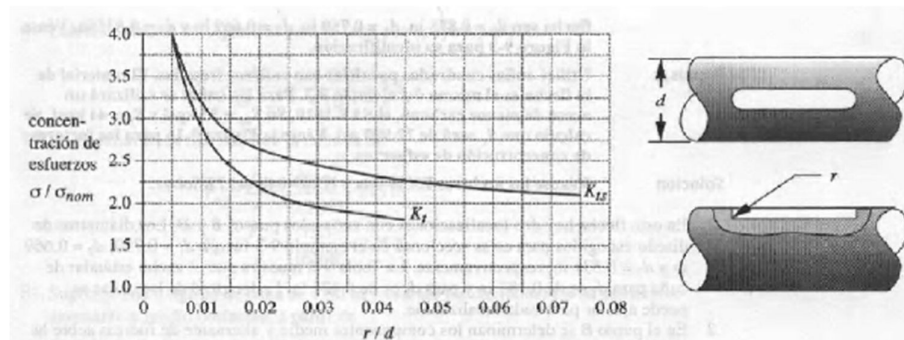
$$S_e = 45,36 \text{ ksi}$$

Si el factor de seguridad es 3 ∴

$$d = \left\{ \frac{16 \times 3}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{1.72 \times 148}{45360} \right)^2 + 3 \left( \frac{2,5 \times 333}{124000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,63 \text{ pulg} \approx 16 \text{ mm (Medida comercial de rodamiento)}$$

Reajustando a los concentradores con diámetro aproximado obtenido se tiene:



**Figura 4.41. Factores concentradores de esfuerzos en cuñeros**

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 285.

donde r es el radio del concentrador en el cuñero:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,02\text{mm}}{16\text{mm} \times \frac{1\text{pulg}}{25,4\text{mm}}} = 0.03$$

$$k_t = 2 \quad k_{ts} = 2,4$$

Empleamos nuevamente las Figuras 4.35 y 4.36 para obtener los concentradores de flexión y torsión:

$$q = 0,82 \text{ (flexión)} \quad q_s = 0,86 \text{ (torsión)}$$

Concentrador de flexión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,82(2 - 1) = 1,82$$

Concentrador al cortante:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,86(2,4 - 1) = 2,2$$

Límite de resistencia a la fatiga dependientes de la geometría y condición de uso  $S_e$ :

Factor de superficie  $K_a$  (Tabla 4.3):

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 2,7 \cdot 140^{-0.265} = 0,72$$

Factor de tamaño  $K_b$ :

$$k_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{0,63}{0,3}\right)^{-0.107} = 0.92 \approx 0.9 \text{ (supuesto)}$$

Factor de carga  $K_c$ :

$$k_c = 1 \text{ (cargas combinadas)}$$

Factor de temperatura  $K_d$ :

$$k_d = 1 \text{ (} T < 250^\circ\text{C)}$$

Factor de confiabilidad  $K_e$  (Tabla 4.4):

$$k_e = 1$$

Factor de efectos varios  $K_f$ :

$$k_f = 1$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f (0.5 S_{ut})$$

$$S_e = (0,72)(0,92)(1)(1)(1)(1)(0.5 \times 140)$$

$$S_e = 46,4 \text{ ksi}$$

Si el factor de seguridad es 3 .:

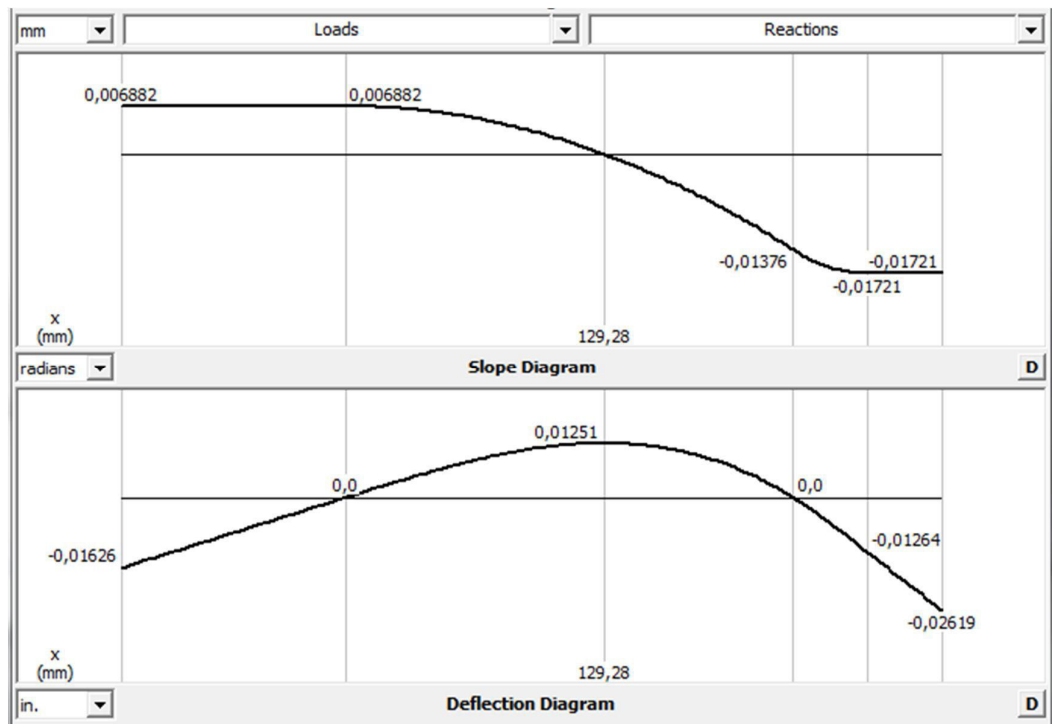
$$d = \left\{ \frac{16 \times 3}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{1,82 \times 275}{46400} \right)^2 + 3 \left( \frac{2,2 \times 175}{124000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

**d = 0,7 pulg  $\approx$  20mm** (Medida comercial para rodamiento)

#### 4.1.2.4.3 Análisis por deflexión

Simulación de pendientes y deflexiones transversales:

Fuerza=1111bf



**Figura 4.42. Diagrama de pendientes (superior) y deflexiones transversales (inferior) con  $W_t$ .**

Fuerza: 40,4lbf

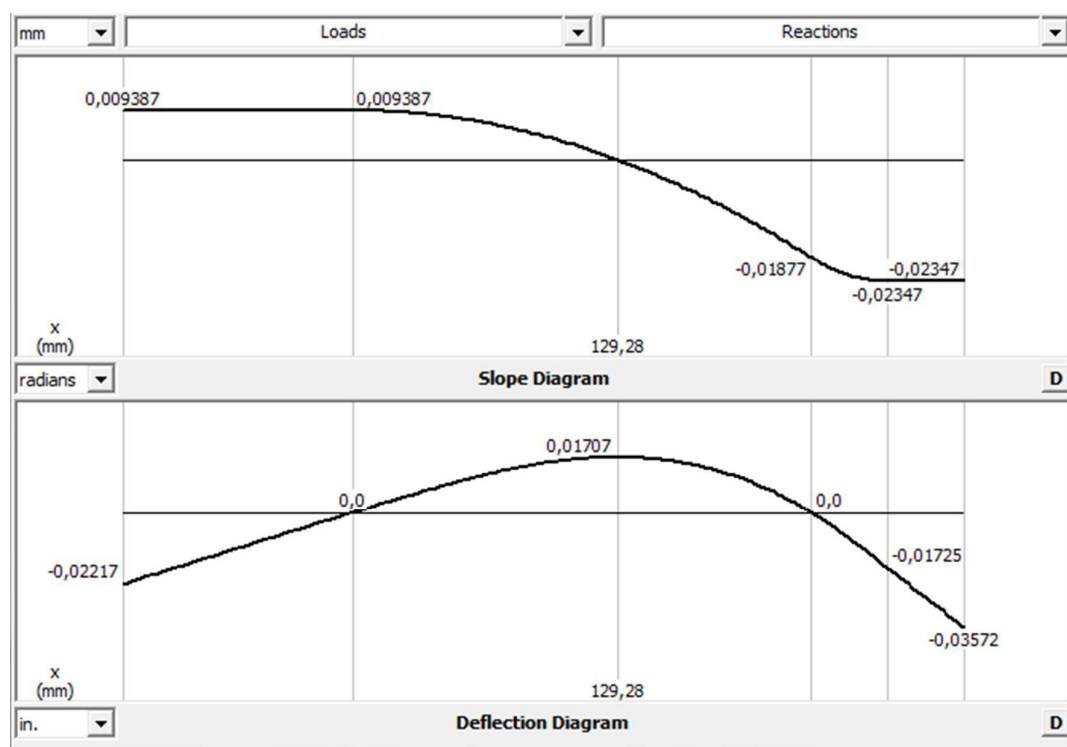


Figura 4.43. Diagrama de pendientes (superior) y deflexiones transversales (inferior) con  $W_r$ .

#### 4.1.2.4.4 Selección de rodamientos

Tabla 4.5. Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones transversales.

Slopes	
Tapered roller	0.0005–0.0012 rad
Cylindrical roller	0.0008–0.0012 rad
Deep-groove ball	0.001–0.003 rad
Spherical ball	0.026–0.052 rad
Self-align ball	0.026–0.052 rad
Uncrowned spur gear	< 0.0005 rad
Transverse deflections	
Spur gears with $P < 10$ teeth/in	0.010 in
Spur gears with $11 < P < 19$	0.005 in
Spur gears with $20 < P < 50$	0.003 in

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 367.

La pendiente máxima es de 0,03572rad de manera que se puede emplear un rodamiento de bolas, que corresponde a un diámetro de eje de 20mm.

#### 4.1.2.4.5 Análisis de carga-vida-confiabilidad del rodamiento

Se requiere que la máquina trabaje 6 horas diarias los 260 días al año durante 10 años, con lo cual se obtiene la vida deseada  $L_D$  de:

$$L_D = 6 \times 257 \times 15$$

$$L_D = 23130 \text{ horas}$$

*Para obtener el número de ciclos correspondiente:*

$$L = n_D L_D 60$$

$$L = 567 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 23130 \text{ h} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$L = 0,8 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

El número de ciclos  $0,8^9$  fue también escogido para dimensionar los rodamientos y ejes, mismo que corresponde a una vida infinita.

*Comprobación de fuerza soportada descrita por catálogo  $C_{10}$ :*

$$C_{10} (L_{10})^{1/3} = F_e (L)^{1/3}$$

donde  $C_{10}$ : clasificación de catálogo, lbf  
 $L_{10}$ : valor nominal de ciclos,  $10^6$  revoluciones para compañía NTN  
 $F_e$ : fuerza equivalente, radial ( $F_r$ ) y axial ( $F_a$ ), lbf  
 $L$ : valor de ciclos deseados, revoluciones



3. Capacidad de Carga y Vida

3.1 Vida del rodamiento

Aún en rodamientos que operen bajo condiciones normales, las superficies de las pistas y los elementos rodantes están constantemente sometidos a esfuerzos compresivos repetitivos que causan descascarillado de las superficies en cuestión. Este descascarillado es producto de la fatiga del metal y causa la falla del rodamiento. La vida efectiva o útil de los rodamientos, se define usualmente en términos del número total de revoluciones, que un rodamiento puede ejecutar antes de que se presente el descascarillado de las pistas o de los elementos rodantes.

Otras causas de fallas en los rodamientos, son atribuibles a problemas tales como atascamiento, abrasiones, fracturas, astillamiento, desgaste, óxido, etc. Sin embargo, estas así llamadas causas de fallas en rodamientos, son usualmente consecuencia de una mala instalación, lubricación inapropiada o insuficiente, defectos en el sellado o inadecuada selección del rodamiento. Si consideramos que las causas de falla antes descritas, pueden ser evitadas tomando las debidas precauciones y no son simplemente causadas por la fatiga del material, las mismas son tratadas aparte del descascarillado.

3.2 Vida nominal básica y capacidad básica de carga dinámica.

Un grupo de rodamientos aparentemente idénticos, sometidos a cargas y condiciones de operación idénticas, tendrán un amplio rango de durabilidad.

Esta diferencia en la "vida" puede ser explicada por la diferencia en la resistencia a la fatiga del material de los rodamientos propiamente.

Para rodamientos de bolas:  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (3.1)$

Para rodamientos de rodillos:  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.2)$

donde  $L_{10}$ : vida nominal básica 10<sup>6</sup> revoluciones  
 C: capacidad básica de carga dinámica, N (kgf)  
 (C<sub>r</sub>: para rodamientos radiales,  
 C<sub>a</sub>: para rodamientos axiales)  
 P: Carga dinámica equivalente, N (kgf)  
 (P<sub>r</sub>: para rodamientos radiales,  
 P<sub>a</sub>: para rodamientos axiales)  
 n: Velocidad de rotación, r.p.m.

La relación entre la velocidad de rotación n y el factor de velocidad f<sub>v</sub>, al igual que la relación entre la vida nominal básica L<sub>10h</sub> y el factor de vida f<sub>s</sub>, se muestra en la **Tabla 3.1** y la **Fig. 3.1**

Tabla 3.1 Correlación de la vida nominal básica del rodamiento, factor de vida y factor de velocidad

Clasificación	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Vida nominal básica L <sub>10h</sub>	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_s^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500 f_s^{10/3}$
Factor de vida f <sub>s</sub>	$f_s = \frac{C}{P}$	$f_s = \frac{C}{P}$
Factor de velocidad f <sub>v</sub>	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

Figura 4.44. Vida nominal del rodamiento comercial NTN.

Para obtener la Fe mediante la siguiente tabla:

Tabla 4.6. Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas.

F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	e	F <sub>a</sub> /(VF <sub>r</sub> ) ≤ e		F <sub>a</sub> /(VF <sub>r</sub> ) > e	
		X <sub>1</sub>	Y <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	Y <sub>2</sub>
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Fuente: SHIGLEY J. Diseño e Ingeniería Mecánica. Ed. 8<sup>va</sup>, Mc Graw-Hill. p 560.

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{111\text{lb}f}{1 \times 40,4\text{lb}f} = 2,75$$

V=1, rodamientos de anillo interior.

**Tabla 4.7. Carga estática del fabricante correspondiente a diámetro interior 20mm.**

20	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{111\text{lbF}}{1310\text{kgf} \times \frac{1\text{lbF}}{0,45359\text{kgf}}} = 0,038$$

donde  $C_o$ , clasificación de carga estática propuesto por el fabricante,

Como a  $\frac{F_a}{C_o} = 0,038$  le corresponde un  $e=0,23$  y  $\frac{F_a}{V_{Fr}} = 2,75 > e$ , por lo tanto se trabaja con  $X_2 Y_2$ ,

$$F_e = X_2 V_{Fr} + Y_2 F_a$$

$$F_e = 0,56 \times 1 \times 40,4 + 1,9 \times 111$$

$$F_e = 234\text{lbF}$$

Reemplazando valores,

$$C_{10}(L_{10})^{1/3} = F_e(L)^{1/3}$$

$$C_{10}(10^6)^{1/3} = 234\text{lbF}(0,8 \times 10^9)^{1/3}$$

$$C_{10} = 2175\text{lbF (calculado)}$$

Comparando con el del catálogo,

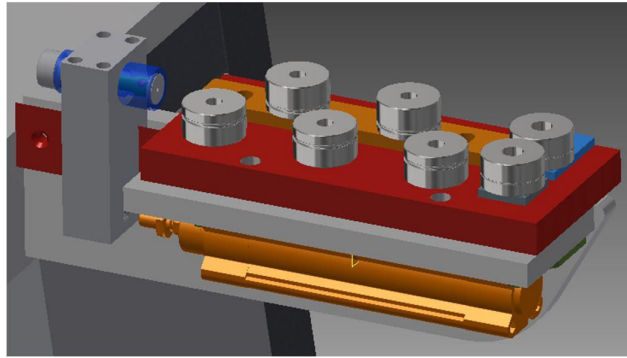
$$C_{10} = 1310\text{kgf} \times \frac{1\text{lbF}}{0,45359\text{kgf}} = 2888\text{lbF (catálogo)}$$

$$C_{10}(\text{calculado}) < C_{10}(\text{catálogo})$$

∴ el rodamiento seleccionado CUMPLE en operación.

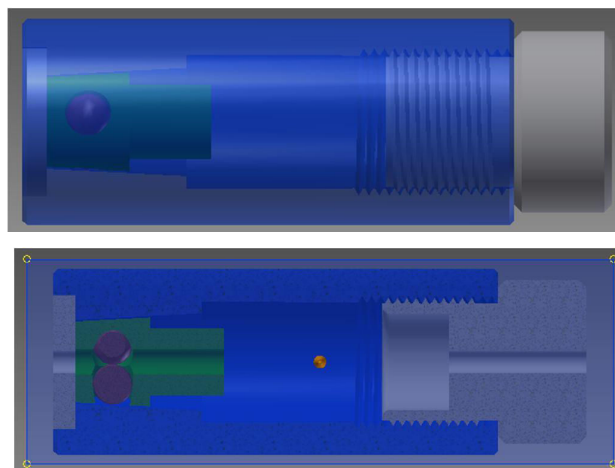
### 4.1.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El cilindro de doble efecto esta roscado a una placa que recorre a lo largo de una guía en forma de cola de milano y que a su vez tiene el sistema de alimentación anti-retorno para el alambre.



**Figura 4.45. Sistema de alimentación del alambre con anti retorno.**

El elemento principal de la alimentación mecánica es el anti retorno, el cual como su nombre lo indica no permite que el alambre recorrido para la fabricación del resorte regrese al carrete que contiene todo el rollo de alambre, todo esto se logra a la conicidad de uno de sus elementos en la parte interior. Este elemento contiene unas esferas en su conicidad que se complementan en la sujeción y no retorno del alambre.



**Figura 4.46. Vista completa y seccionado de mecanismo anti retorno.**

#### 4.1.4 SISTEMA ESTRUCTURAL

La bancada es la base estructural que soporta todos los elementos de la máquina incluido el motor, el material de pre-diseño es ASTM-36.



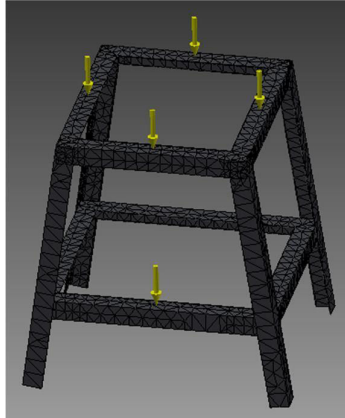
**Figura 4.47. Bancada**

##### 4.1.4.1 Análisis de cargas

La carga soportada por ésta estructura es la obtenida en la Tabla 4.1 restado el peso propio de la bancada y distribuyendo el peso del motor sobre uno de sus perfiles.

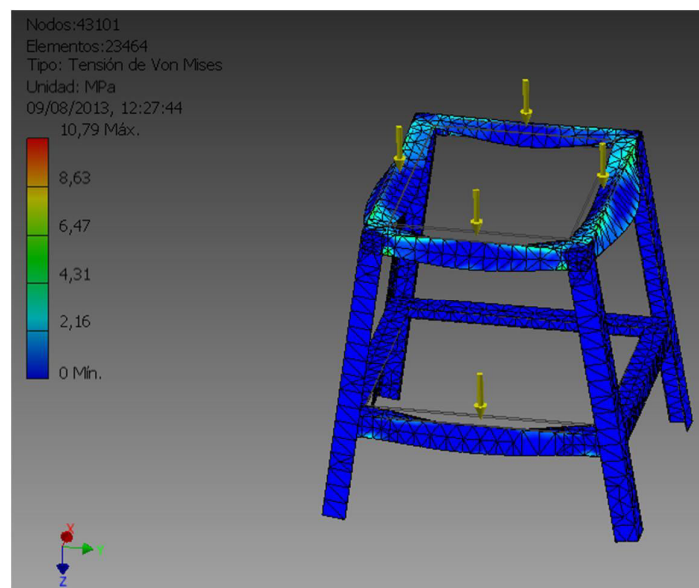
La carga se distribuye uniformemente sobre el cuadro que forman los perfiles superiores soportando una fuerza de 81,15kg (800N), la cual es el peso total obtenido en la Tabla 4.1 menos el peso de la bancada y el motor.

La fuerza puntual sobre uno de los perfiles de la parte inferior simula el peso del motor que es de 16,25kg (160N).



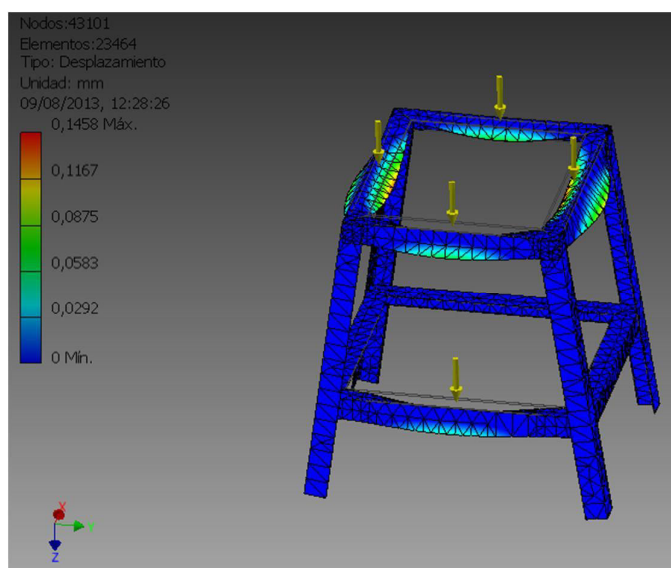
**Figura 4.48. Distribución de carga sobre la bancada**

Determinado las cargas y las restricciones fijas sobre la bancada en un análisis estático por software se obtiene la siguiente información:



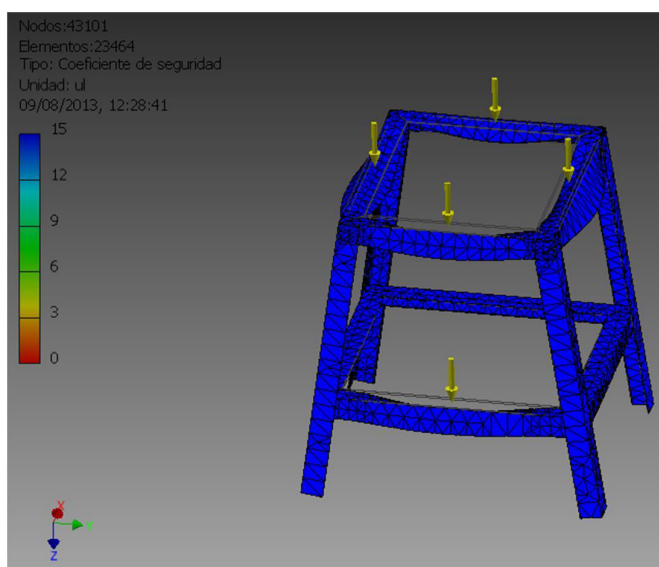
**Figura 4.49. Simulación Bancada, Tensión de Von Mises**

El análisis por tensión de Von Mises máximo en este ensayo por simulación llega a ser de 12MPa lo que indica estar muy por debajo del límite de tensión a la fluencia del acero A36 de 250MPa,



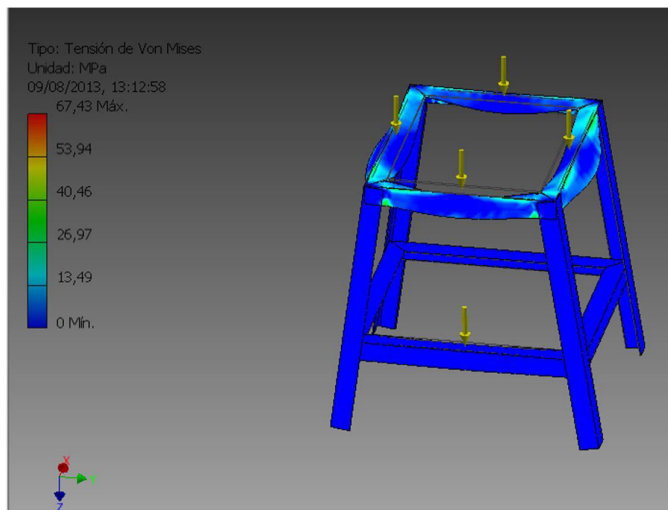
**Figura 4.50. Simulación Bancada, Desplazamiento**

El desplazamiento máximo existente en una de los perfiles de la estructura es de 0,145mm.



**Figura 4.51. Simulación Bancada, Coeficiente de seguridad**

El coeficiente de seguridad como se ve en la Figura 4.51 llega a 15 en toda la estructura.



**Figura 4.52. Simulación Bancada, Coeficiente de seguridad con carga máxima**

Para establecer la máxima carga que puede soportar se varía la fuerza distribuida sobre el marco que conforman los perfiles superiores, obteniéndose que 500kg (5000N) sea el peso máximo que la bancada puede tolerar.

## 4.2 DISEÑO NEUMÁTICO

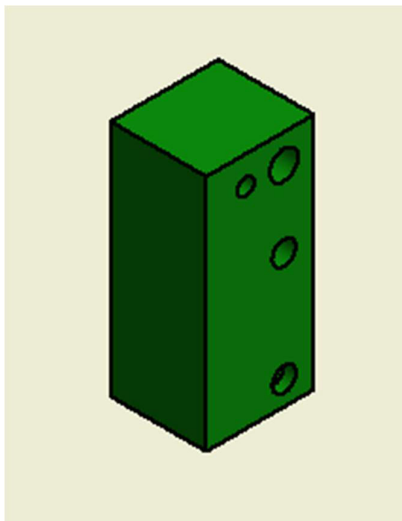
### 4.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS Y SECUENCIAS NEUMÁTICAS

El dimensionamiento de cilindros es el procedimiento con el cual se va a seleccionar los diámetros de los pistones y las carreras de los mismos, para esto se debe tener en cuenta la carga que va a llevar el pistón, y el tiempo en el cual se va a demorar su salida y su entrada.

#### 4.2.1.1 SELECCIÓN DIAMETRO Y CARRERA DE PISTÓN

Para seleccionar un diámetro adecuado para el pistón que se va a utilizar, se debe tener el dato de cuanto peso va a empujar el mismo, a continuación se demostrará con un ejemplo la selección del diámetro del pistón

que comanda el movimiento de la pieza 3500 componente flotante mostrado en la siguiente figura.



**Figura 4.53. Pieza 3500**

Esta pieza tiene una masa de 2,58Kg con lo cual se empezará la selección del diámetro del pistón.

Para poder seleccionar el pistón se debe tomar un factor de funcionamiento según la siguiente tabla: en este caso como se requiere mayor velocidad para los pistones se seleccionó un facto de 0.2.

**Tabla 4-8. Factor de funcionamiento**

Funcionamiento requerido		Factor de carga $\eta$
Funcionamiento estático (amarre, engarce de tornillo a baja velocidad, etc.)		0.7 o menos (70% o menos)
Funcionamiento dinámico	Movimiento horizontal de la carga en la guía	1 o menos (100% o menos)
	Movimiento vertical y horizontal de la carga	0.5 o menos (50% o menos) <sup>1)</sup>

Nota 1) Si es necesario funcionar a altas velocidades, el factor de carga debe reducirse aún más. (En el gráfico es posible seleccionar un factor de carga de 0.4, 0.3, 0.2, o menos.)

② Determine la presión de funcionamiento.

Como norma general, fije el regulador al 85% de la presión de aire de alim. (En el gráfico se puede seleccionar entre 0.2MPa y 0.8MPa.)

③ Determine la dirección en la que se aplicará la fuerza del cilindro.

Lado de extensión → Véase el gráfico 1.

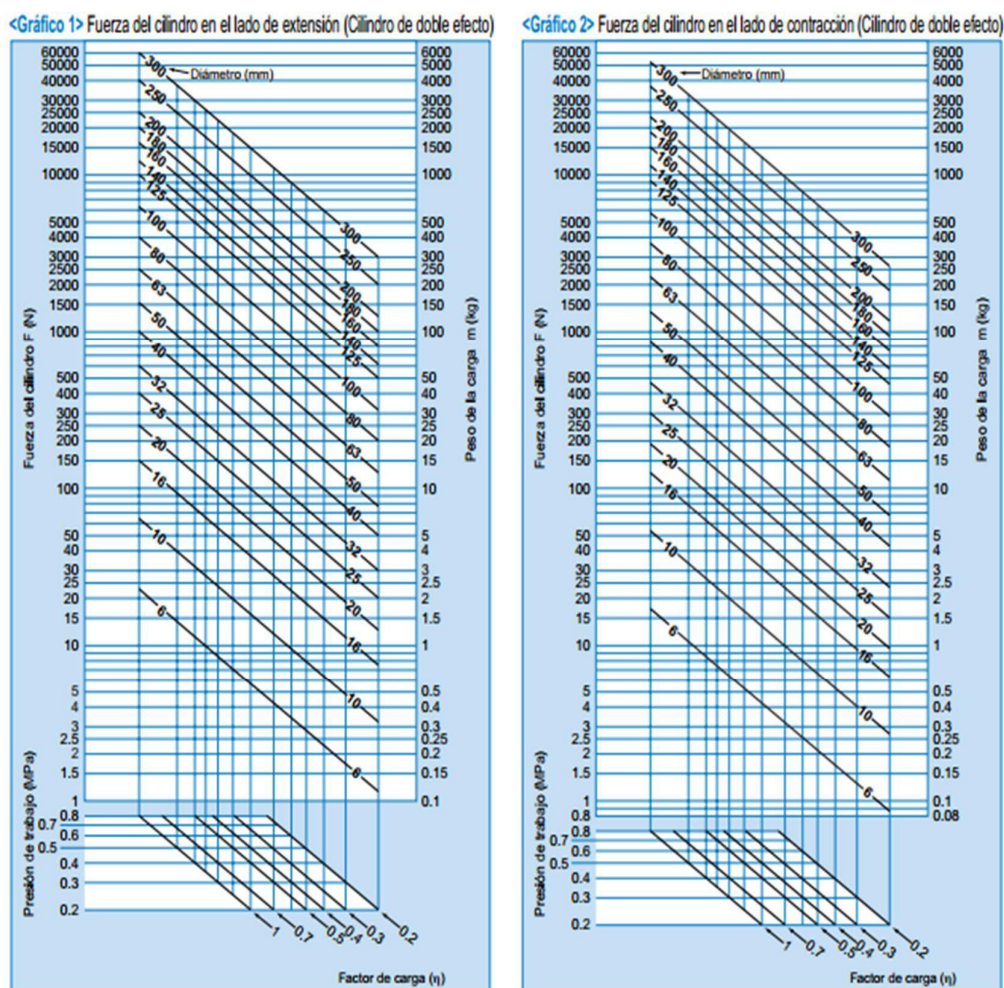
Lado de contracción → Véase el gráfico 2.

Nota: Si se aplica la misma carga para empujar y arrastrar en un movimiento horizontal, fije la dirección hacia el lado de arrastre.

**Fuente:** Catálogo de selección pistones neumáticos SMC

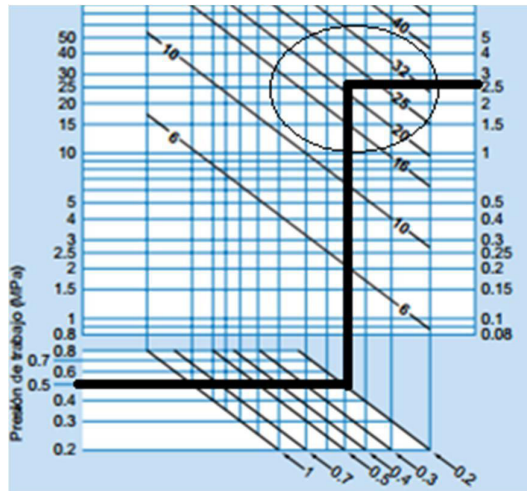


En este caso como se requiere mayor velocidad para los pistones se seleccionó un factor de 0.2, a continuación se verifica los valores en los gráficos:



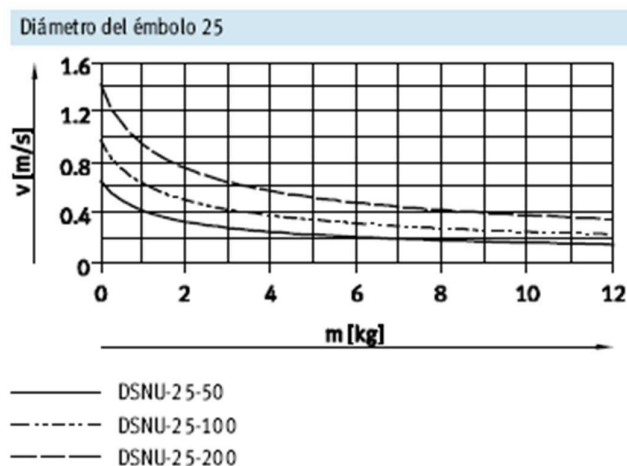
**Figura 4.54. Selección diámetros de pistones**

Los datos necesarios para esta tabla son la de presión y la del factor de funcionamiento, que son 0,5Mpa y 0,2 respectivamente, la presión con la que se trabaja es de 6 BAR que son 0,6 MPa pero como se recomienda usar el 85% de la presión para la selección se escoge 0,5 MPa. Como es un movimiento vertical dinámico se escoge la segunda gráfica y el resultado obtenido es de 25 mm de diámetro



**Figura 4.55. Selección de diámetro**

Con esto se sustenta la selección realizada previamente en el capítulo de simulaciones, ya que el pistón seleccionado es el DSNU con diámetro 25mm. El siguiente paso es el de la carrera del pistón, se debe tener en cuenta la utilidad de cada pistón en este caso el pistón se utiliza para dar el paso al resorte, con lo cual el paso mínimo del pistón será la longitud de todos los anillos del resorte, también se debe tener en cuenta la velocidad con la que va a salir el vástago para esta aplicación será de mínimo de 0,3 m/s ya que debe tener al final de su carrera un movimiento rápido para doblar el primer pin del resorte; como los pistones seleccionados son Festo debemos ir al catálogo de estos pistones y seleccionar el que tenga características semejantes a estas, con lo que se tiene el siguiente gráfico:



**Figura 4.56. Velocidad vs Kg**

**Fuente: Hoja de datos pistones festo DSNU**

Se selecciona el pistón DSNU-25-50 ya que es el más rápido con una masa de 2,5 Kg

#### 4.2.1.2 CONSUMO DE AIRE

Para poder calcular el consumo de aire se necesita la velocidad con la que trabaja cada pistón por ciclo de trabajo, la presión con la que se trabaja, y el volumen interno del pistón; el primer paso es calcular el volumen del pistón para esto tenemos los datos de la carrera y el diámetro:

$$\text{Volumen} = \pi \times r^2 \times \text{carrera}$$

$$V = \pi \times \left(\frac{30}{2}\right)^2 \times 50$$

$$V = 35342,9 \text{ mm}^3$$

$$V = 35 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

El segundo paso es el de calcular el caudal que pasa por ese volumen a esa velocidad:

$Q_m = \text{numero de ciclos} \times \text{Velocidad}$

$$Q_m = 40 \frac{\text{ciclos}}{\text{minuto}} \times 35 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{ciclo}} = 14 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{minuto}}$$

Aplicando la ley de Boyle-Mariotte se tiene:

$$P_{\text{atm}} \times Q_{\text{atm}} = P_{\text{man}} \times Q_{\text{man}}$$

$$Q_{\text{atm}} = \frac{P_{\text{man}} \times Q_{\text{man}}}{P_{\text{atm}}}$$

Donde la  $P_{\text{man}} = P_{\text{atm}} + P_{\text{trabajo}} = 10^5 + 6 \times 10^5 \text{ Pa} = 16 \times 10^5 \text{ Pa}$

$Q_{\text{man}}$ =consumo de aire comprimido durante una maniobra.

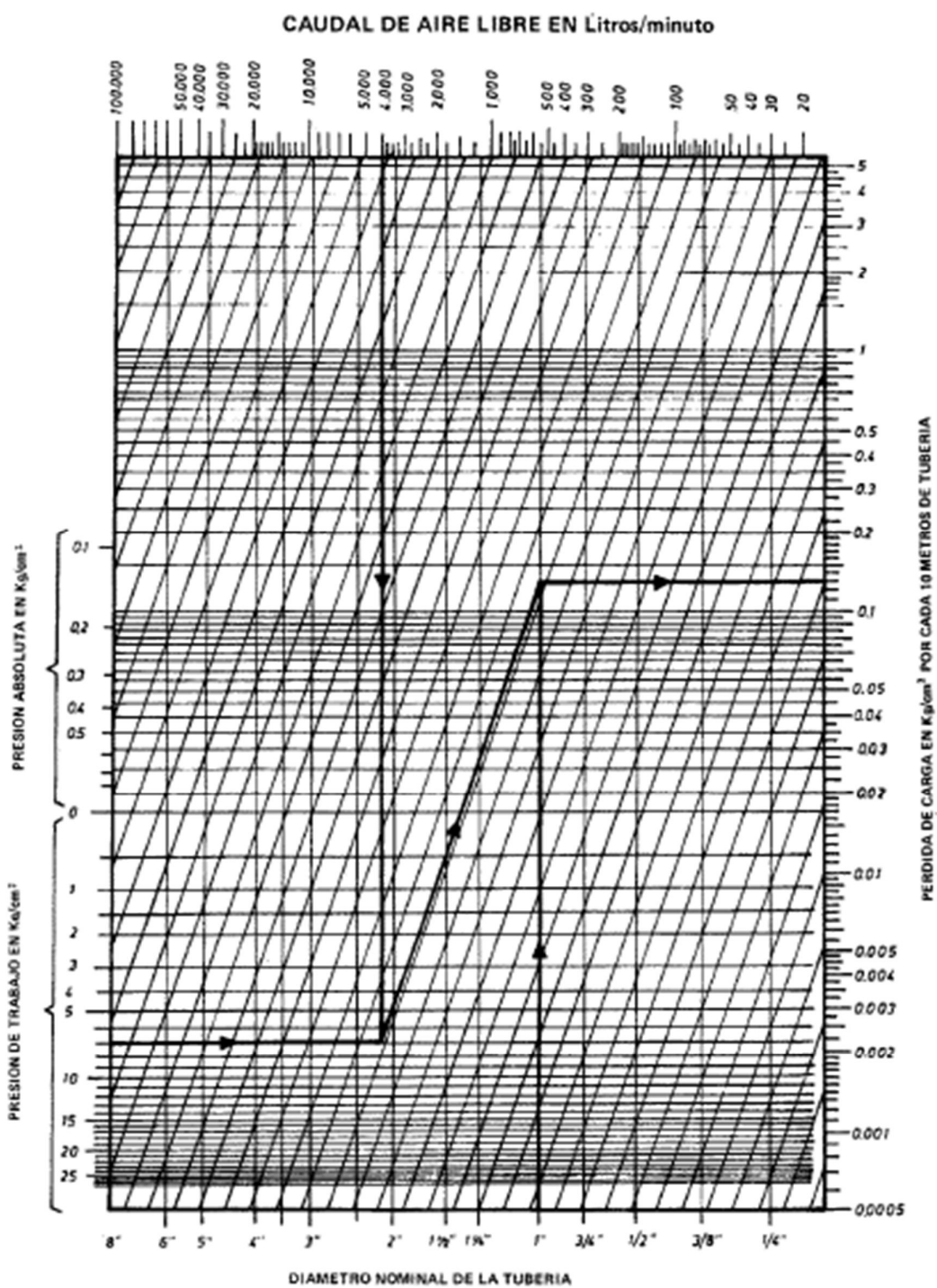
$Q_{\text{atm}}$ =consumo de aire atmosférico durante una maniobra.

Como resultado se obtiene:

$$Q_{\text{atm}} = \frac{16 \times 10^5 \text{ Pa} \times 14 \times 10^{-4}}{10^5} = 22 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{minuto}} = 22 \frac{\text{L}}{\text{minuto}}$$

El siguiente paso es el de calcular la manguera con la cual va a funcionar el circuito neumático, para esto se recurre a la siguiente tabla:

Tabla 4-9. Selección de tubería neumática



Fuente: Neumática aplicada José Roldan

donde Los datos antes calculados nos arrojan el siguiente resultado:

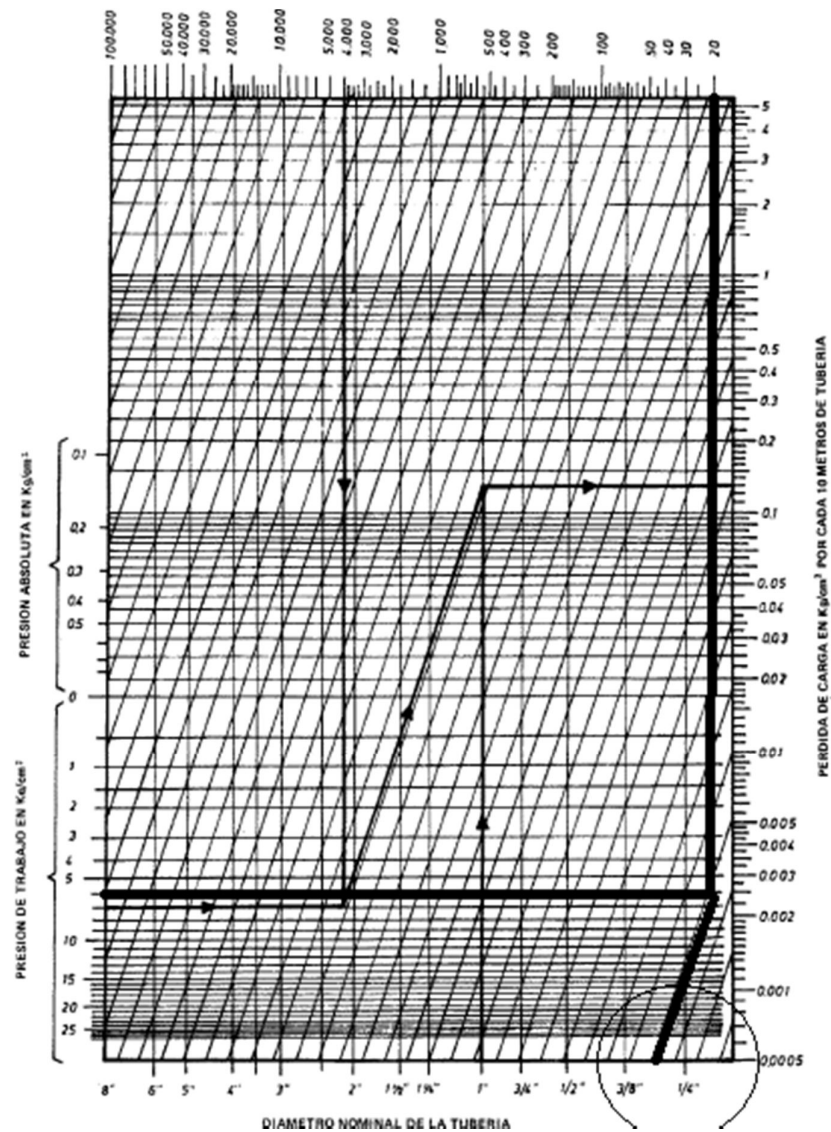
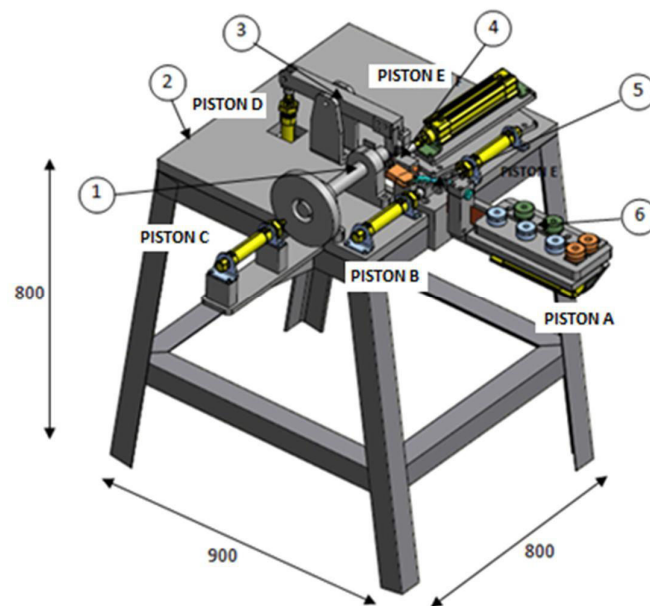


Figura 4.57. Selección de diámetro de tubería

La tubería seleccionada es de 1/4 de pulgada o 6,22 mm.

#### 4.2.2 ANÁLISIS DE TIEMPOS DE CICLOS NEUMÁTICOS.

En esta parte del capítulo 4 se detalla más específicamente los ciclos de cada pistón y sus tiempos establecidos; como ya se ha mencionado anteriormente todo el proceso tiene tres etapas que son:

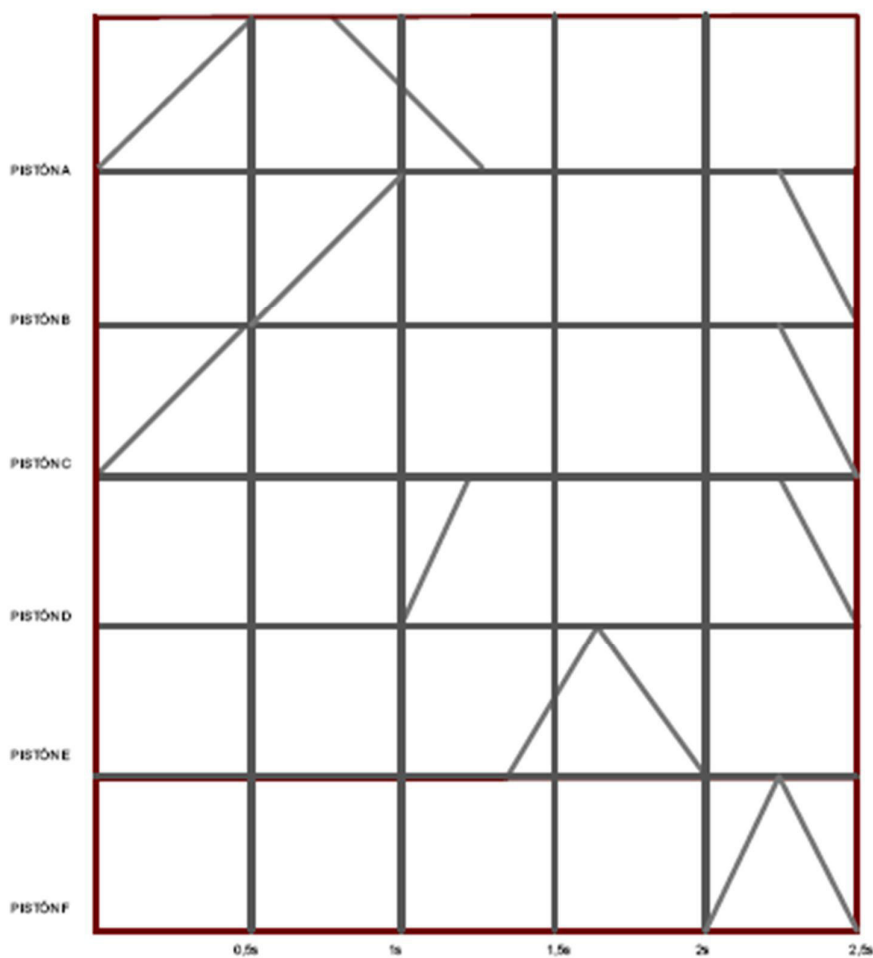


**Figura 4.58. Ciclos neumáticos**

- ETAPA I. En ésta etapa se suministrará el alambre enrollado de alambre de acero y al mismo tiempo se engancha en el vástago donde se va a enrollar las espiras, pistones actuantes:
  - Pistón A
  - Pistón C
- ETAPA II. Paso de alambre y formación de espiras, pistón actuante:
  - Pistón B
- ETAPA III. Formación de brazos de resorte y corte de alambre.
  - Pistón C
  - Pistón D

- Pistón E
- Pistón F

En la siguiente gráfica se puede observar los tiempos de cada pistón en un gráfico de estado.



**Figura 4.59. Grafico de estado secuencia neumática**

Como se puede observar en la Figura 4.59 la secuencia tiene una duración de 2,5 segundos aproximadamente que puede ser regulada con la presión de trabajo para poder incrementar o reducir este valor.



### 4.3 DISEÑO Y ACONDICIONAMIENTO DE SENSORES MECATRÓNICOS

A continuación Se presenta todo lo referente a cálculos de ancho de pista y parámetros que se necesitan tener en cuenta para el diseño de la placa electrónica; además de los acondicionamientos o acoples necesarios para la sujeción de sensores.

#### 4.3.1.1 Parámetros PCB<sup>11</sup> sensores

A continuación se detallan todos los parámetros que se consideran para poder tener un correcto funcionamiento en una PCB

1. Para determinar el ancho de cada pista se debe calcular las corrientes que circulan por ellas y considerar el valor máximo de temperatura, con esos datos se encuentran los anchos en la siguiente gráfica.

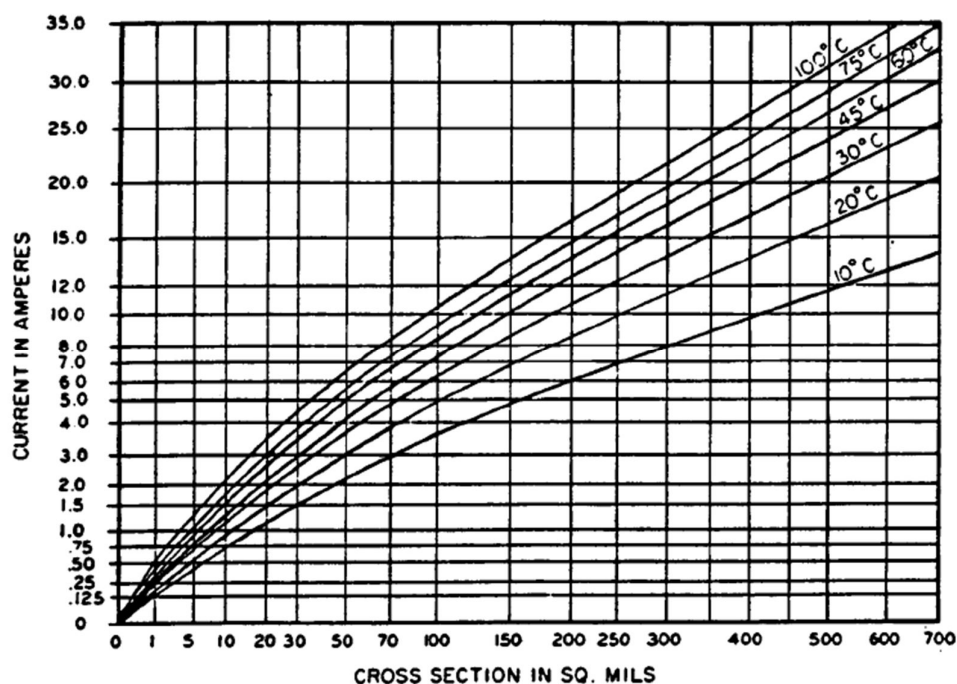
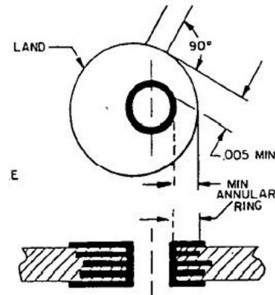


Figura 4.60. Corriente vs Ancho de pista

<sup>11</sup> PCB: Printed circuit board, es una placa electrónica con circuitos impresos en cobre

2. En la capa donde se sueldan los elementos de la superficie deben sobresalir máximo 2 mm
3. El anillo anular mínimo de un agujero es la cantidad mínima de cobre (en el punto más estrecho) entre el agujero y el borde de la almohadilla después del hoyo final.



**Figura 4.61. Distancia anillo anular**

4. Distancias de los agujeros de fijación:

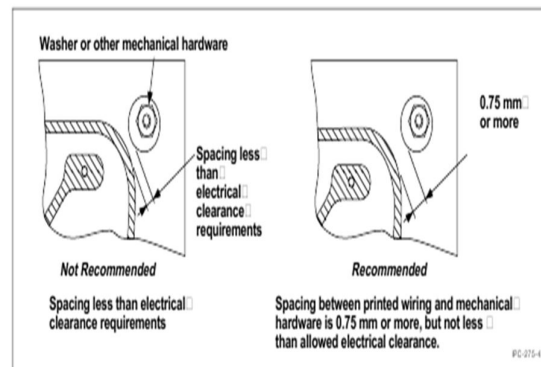


Figure 8-4 Uncoated board clearance

**Figura 4.62. Agujeros de fijación**

## 5. Alivio de esfuerzos

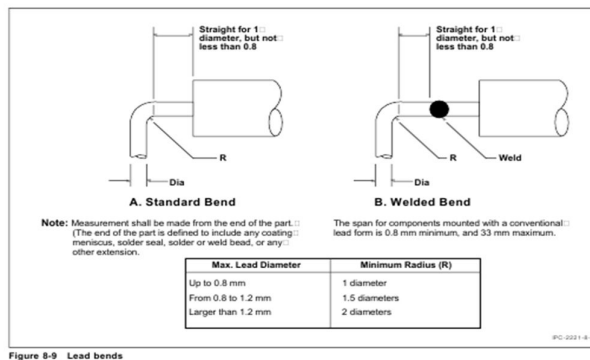


Figure 8-9 Lead bends

Figura 4.63. Alivio de esfuerzos

## 6. Los capacitores desacopladores separan partes del circuito evitando que el ruido afecte considerablemente

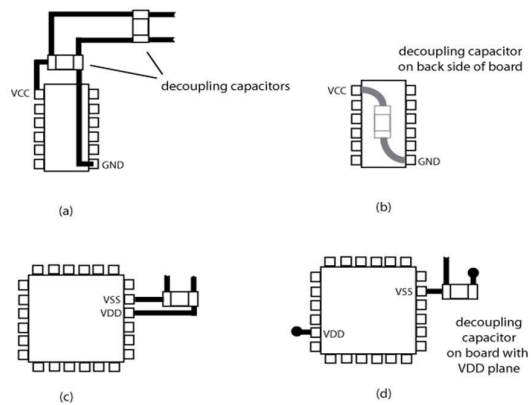


Figura 4.64. Capacitores desacopladores

## 7. La distribución de energía para circuitos digitales debe hacerse al inicio y no al último como suele acostumbrarse en circuitos análogos.

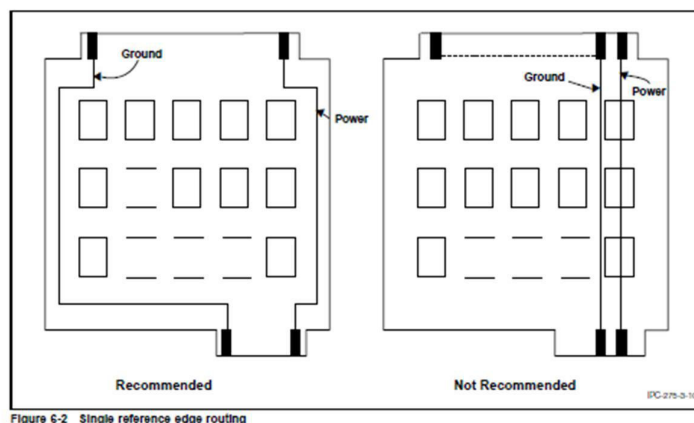


Figure 6-2 Single reference edge routing

**Figura 4.65. Distribución energía PCB**

#### 4.3.1.2 Calculo de ancho de pista

Una vez realizado el diseño y simulación de del circuito electrónico se debe pasar a la implementación; para ello se debe calcular el ancho de pista para que la placa electrónica pueda funcionar correctamente y no tenga cortocircuito entre el plano de tierra y la pista o que debido a la temperatura que genera el paso de la corriente haga que la pista se queme y se dañe el circuito.

Las pistas de circuitos tienen una altura ya definida y “estándar”, todas múltiplos de la unidad Onzas por pie cuadrado; es así que los diferentes espesores son:

1 Onza/Pie<sup>2</sup> es igual a 35 Micras de espesor.

2 Oz/Pie<sup>2</sup> pues 70 Micras de espesor.

3 Oz/Pie pues 105 Micras de espesor.

Para calcular el ancho de pista necesario se debe tener en cuenta la temperatura sobre la cual va a trabajar la placa electrónica; ya que no es lo mismo permitir que la pista este a 20 °C sobre la temperatura ambiente o 40°C, dependerá de la utilidad del circuito que se haya diseñado y además cuanta más potencia se disipa en forma de calor más consumirá nuestro circuito así

que normalmente se aplica un coeficiente térmico de 10°C sobre la temperatura ambiente.

Por otro lado hay que tener en cuenta que las pistas que no quedan en la capa superior o la trasera de una PCB tienen una peor capacidad de disipación de calor y por lo tanto los cálculos varían para ellas.

La fórmula a utilizar para calcular el ancho de la pista es la siguiente:

$$\text{Ancho} = \frac{\text{Area}}{\text{Alto} \times 1,378}$$

Donde el área viene definida por esta otra fórmula:

$$\text{Area} = \left[ \frac{I}{k1 \times \Delta T^{k2}} \right]^{\frac{1}{k3}}$$

donde:

I = Amperios, máxima corriente que va a soportar nuestra pista.

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura que vamos a permitir en el aire y la pista.

K1, K2 y K3 = Son constantes para el cálculo y tiene distintos valores dependiendo si la pista es interna o externa, una pista es interna cuando se encuentra entre dos láminas de aislante, por ejemplo en PCB con más de dos caras, aunque este tipo de PCB solo se pueden hacer en fábricas y bajo pedido.

Se debe tomar en cuenta que son medidas imperiales, por lo tanto el Ancho es en milésimas de pulgada y el Área en milésimas de pulgada al cuadrado.

Pista externa: Es la que se encuentra en alguna de las caras visibles de la PCB, como puede ser el anverso o el reverso, en este caso las constantes valen:

$$K1 = 0,0647$$

$$K2 = 0,4281$$

$$K3 = 0,6732$$

Pista interna: Es la que no podemos ver y se encuentra entre las dos caras de la PCB, estas pistas no podemos hacerlas nosotros en casa pero es bueno que se sepa.

$$K1 = 0,0150$$

$$K2 = 0,5453$$

$$K3 = 0,7349$$

Una forma más sencilla de obtener el área de la pista es observar en la figura 4.19 en el primer parámetro para PCB en donde se puede obtener un aproximado del área de la pista.

Por lo tanto la formula resultante después de sustituir en la primera usando la segunda fórmula:

$$\text{Ancho} = \frac{\left[ \frac{I}{K1 \times \Delta T^{K2}} \right]^{\frac{1}{K3}}}{\text{Alto} \times 1,378}$$

Si tomamos que siempre vamos a hacer los cálculos en pistas externas podemos aclarar la formula como:

$$\text{Ancho} = \frac{\left[ \frac{I}{0,0647 \times \Delta T^{0,4281}} \right]^{\frac{1}{1,4854}}}{\text{Alto} \times 1,378}$$

#### 4.3.1.3 EJEMPLO DE CÁLCULO

Tomando como ejemplo a la placa de la fuente de alimentación se tiene una corriente máxima de 2A debido a que está conectada a la placa del PIC y a las entradas del PLC para poder dar las alarmas y que esté en el mismo voltaje de funcionamiento del PIC; como se va a utilizar una baquelita normal el alto es 1 oz/ft<sup>2</sup>, la temperatura de trabajo es de 23°C hasta 30°C debido a que en la empresa el ambiente llega a estas temperaturas por el trabajo con inyectoras de plástico que utilizan mucho transferencia de calor.

Los resultados que la ecuación da como resultado son:

$$\text{Ancho} = \frac{\left[ \frac{1}{0,0647 \times \Delta T^{0,4281}} \right]^{1,4854}}{1 \times 1,378}$$

El resultado obtenido es de 3,46 mm; para comprobar esto se utilizó un programa para calcular el ancho de pista que es el siguiente:

Calculador para Ancho de pistas en PCB's

Corriente  A

Espesor del cobre  um

Temperatura Máxima  °C

Temperatura Ambiente  °C

Longitud de la Pista  cm

La temperatura máxima no puede ser menor o igual a la temperatura ambiente

Tipos de pistas a realizar en la PCB

	Internas	Externas	
Ancho de Pista Requerida	<input type="text" value="3.388428"/>	<input type="text" value="0.872552"/>	<input type="text" value="mm"/>
Resistencia de la Pista	<input type="text" value="0.009066"/>	<input type="text" value="0.035205"/>	<input type="text" value="Ohms"/>
Pérdida de Tensión	<input type="text" value="0.018132"/>	<input type="text" value="0.07041"/>	<input type="text" value="V"/>
Potencia Disipada	<input type="text" value="0.036264"/>	<input type="text" value="0.14082"/>	<input type="text" value="W"/>

Programa realizado por Carlos Posada (Chaly29), del foro [www.TodoPic.com.ar](http://www.TodoPic.com.ar)  
<http://ar.geocities.com/chaly29web/index.html>  
 Se prohíbe la venta, distribución o reproducción total o parcial sin el correspondiente permiso del autor

**Figura 4.66. Software cálculo de ancho de pista**

Como se puede comprobar los cálculos coinciden con un mínimo de falla; por lo que podemos asegurar que el ancho de pista que se puede escoger es de 3,5mm en adelante.

El resultado para la placa del micro controlador con las mismas condiciones ambientales pero con corriente de trabajo de hasta 200mA es de:

Tipos de pistas a realizar en la PCB			
	Internas	Externas	
Ancho de Pista Requerida	0,147657	0,028532	mm
Resistencia de la Pista	0,20803	1,076584	Ohms
Pérdida de Tensión	0,041606	0,215317	V
Potencia Disipada	0,008321	0,043063	W

Figura 4.67. Ancho de pista placa PIC

#### 4.3.1.4 Placas ruteadas

El resultado de todos los cálculos es la placa ya ruteada, para esto se utilizó el programa que va con el ISIS que es ARES, en el cual se puede rutear pistas a partir del diseño realizado en ISIS; de esta forma se tiene las siguientes imágenes de las dos placas

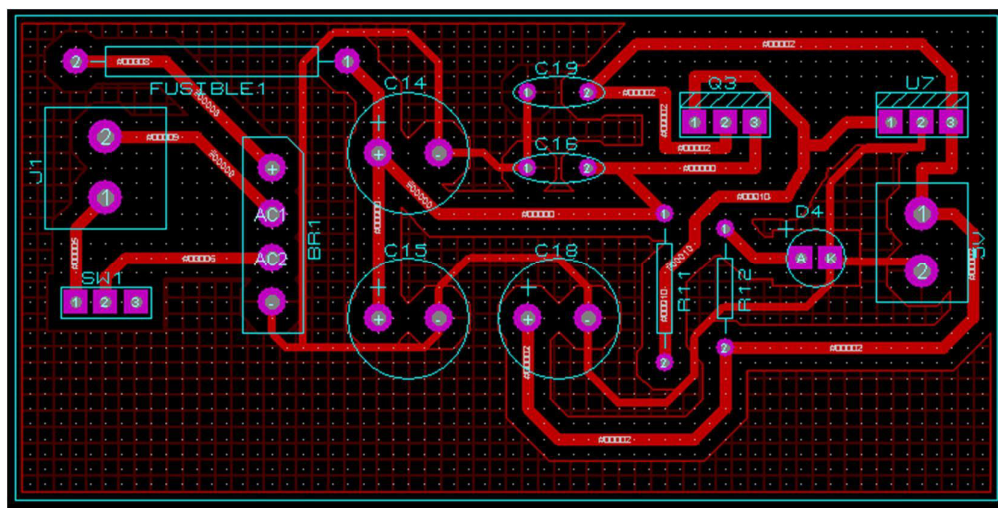


Figura 4.68. Placa fuente 5V



Como se puede observar en la figura las pistas de alimentación son pistas más gruesas que las de tierra esto se debe a que las pistas de tierra están unidas al plano de tierra con lo que se fortalece el resto de las líneas, mejorando la respuesta al ruido.

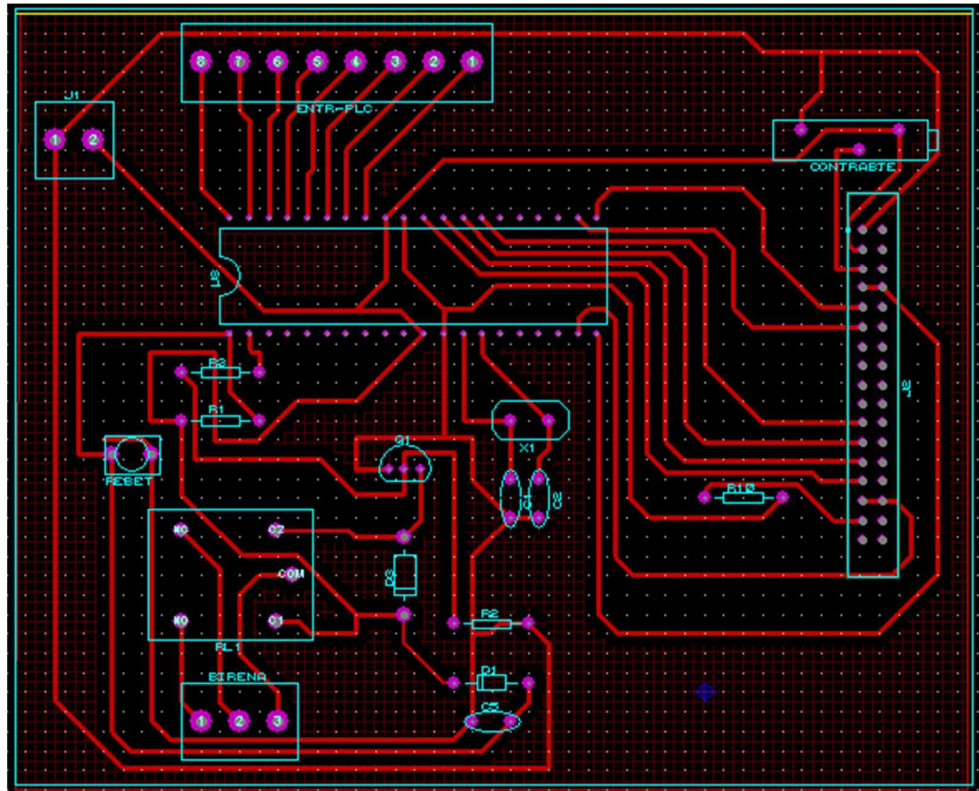


Figura 4.69. Placa PIC

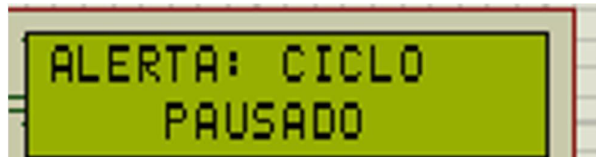
Como se puede observar las pistas son más delgadas ya que la corriente que pasará por estas pistas es menor a la de la fuente.

#### 4.4 DISEÑO DE SEGURIDADES PARA LA MÁQUINA

Para que la maquina tenga un buen funcionamiento se diseñó algunos tipos de seguridades, es decir se analizó los posibles problemas con los cuales la maquina se puede topar en un futuro y se diseñó seguridades para estos problemas.

1.- El principal problema con el que se topó la maquina es con el de completar el ciclo, para esto en la programación se añadieron líneas de programación usando un temporizador en el cual si la secuencia no termina dentro de 5 segundos se dispara una alarma que avisa al operario de que existe un inconveniente en el ciclo de trabajo

2.- Como esta es una maquinaria de precisión cuenta con una botonera en la cual se puede empezar la secuencia, parar la secuencia en cualquier punto, y resetear la secuencia en cualquier punto (paro de emergencia). Cuando el ciclo se ha parado se muestra la alerta en la LCD.



**Figura 4.70. Alerta ciclo pausado**

3.- La tercera y última alerta es la del termino de alambre en el carrete, la máquina debe tener un aviso cuando el carrete de alambre este próximo a terminarse para esto se utilizó un sensor ultrasónico con el cual se mide la altura de alambre en el carrete cuando esta altura este próxima a terminarse el sensor debe mandar una señal a la entrada análoga del PLC con la cual se dispara la alerta en la LCD comandada por el micro controlador.



Figura 4.71. Alerta carrete vacío

## CAPÍTULO V

### 5 CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO

En este capítulo se abarca todo lo referente a los detalles de construcción es decir después de haber seleccionado el material como se especificó en el capítulo 3 se pasa a maquinar las pieza, a continuación se detalla todos los procesos que se emplearon para la fabricación del módulo; además todo lo referente a selección de acoples para sensores, etc.

#### 5.1 DETALLES DE CONSTRUCCIÓN

Para la construcción del módulo se necesita realizar el dimensionamiento de cada pieza en bruto es decir las dimensiones más grandes de la pieza, a continuación se muestra un ejemplo de este dimensionamiento tomando a la pieza 1800 del brazo basculante que sostiene la cuchilla para el doblado:

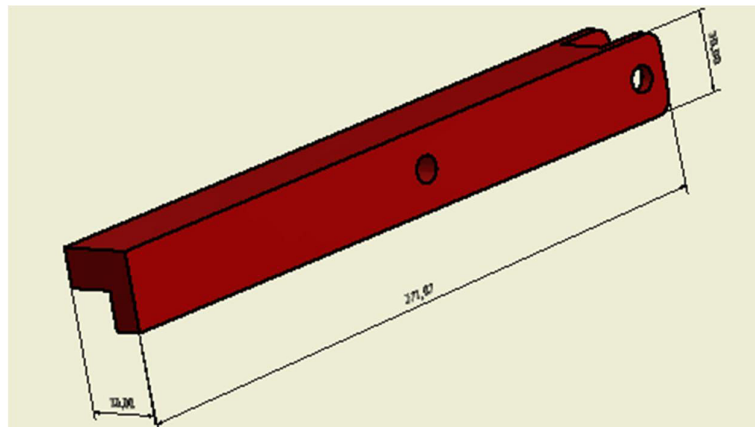


Figura 5.1. Pieza ejemplo maquinado

Las dimensiones en bruto son 374x39x34mm para poder maquinar esta pieza se debe dar un margen ya que se debe cuadrar la pieza primero y en este proceso se reducen las dimensiones de la misma, por lo que se aumenta en 5mm a todas las medidas, por lo que las dimensiones quedan 379x44x39mm de esta manera se puede maquinar a la pieza sin ningún problema.

Para ejes se debe realizar el mismo procedimiento, es decir el diámetro de cada eje debe ser pedido 5mm mas para poder maquinarlo y dejarlo de las dimensiones adecuadas, pero se debe tomar en cuenta que los proveedores ya tienen dimensiones estándar de ejes, y al momento del pedido no tengan ejes de esas dimensiones por lo que el pedido debe ser de ejes mayores mas no menores.

El siguiente paso es maquinar cada una de las piezas, a continuación se detalla cada uno de los procesos por los cuales una pieza debe pasar para su fabricación.

### 5.1.1 PROCESOS DE MAQUINADO Y FABRICACIÓN.

El maquinado es una familia o conjunto de procesos en los cuales se utilizan herramientas de corte para desprender viruta de una pieza de trabajo y así poder darle una forma deseada; Para poder lograr dar forma a través de estos procesos es necesario lograr un movimiento relativo entre la herramienta y el material de trabajo, este movimiento relativo se logra en la mayoría de las operaciones de maquinado por medio de un movimiento primario llamado velocidad y un secundario llamado avance.

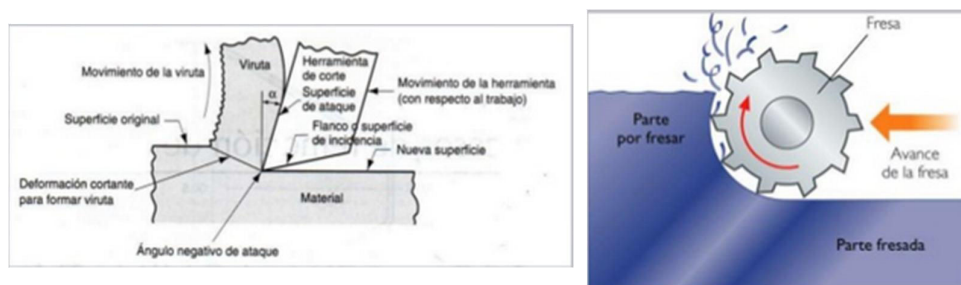


Figura 5.2. Procesos de maquinado

A continuación se detalla paso a paso cada uno de los procesos con los cuales se trabajó para la construcción y ensamble de la máquina de resortes.

### 5.1.1.1 Fresado

El fresado es una operación que utiliza una herramienta rotatoria con múltiples dientes que realizan el trabajo de remoción de viruta, el fresado se diferencia del taladrado no solo por la herramienta que se utiliza sino también porque el movimiento de avance es perpendicular al eje de rotación.



**Figura 5.3. Fresado**

**Fuente: Libro taller de fresado y torno Juan José Izquierdo**

El fresado es el procesos que se utiliza para poder maquinar placas y darlas forma para fabricar una pieza, el primer paso para la fabricación de piezas a partir de placas es el de cuadrar a cada una de ellas en una fresadora, este proceso consiste en poner a todos los lados de la placa paralelas, la técnica que se utiliza para esto es el de utilizar una entenalla para poder asegurar a la pieza de trabajo, se maquina la placa removiendo 5 mm para después sacar la placa y maquinar el otro lado de la misma; con un ángulo se pone a 90° la cara ya maquinada con la mesa de trabajo mientras se aprieta la entenalla para asegurar a la pieza de trabajo, se repite el proceso de remover 5mm.



**Figura 5.4. Pieza cuadrada**

Después se debe pasar a la siguiente cara para realizar el mismo trabajo con la última cara, después de esto no se debe utilizar el ángulo para las siguientes cara ya que la entenalla tiene paredes paralelas.

#### **5.1.1.2 FRESADORA CN**

La maquinaria utilizada para cuadrar y maquinar formas simples es una fresa CN; esta fresa tiene un control numérico, es decir en una pantalla se muestra la posición en la que está la punta, pero como en una fresa CNC se debe setear la posición de la pieza de trabajo:



**Figura 5.5. Fresa CN**

Este tipo de fresa se utiliza para perforar y maquinar placas que no necesitan una tolerancia muy precisa (0.2 a 0.5 cm de tolerancia) por lo que es usado cuando la fresa CNC se encuentra ocupada, este tipo de control lo realiza el operador manualmente y no computarizado como en el control CNC.

Para poder maquinar una pieza se debe seguir los siguientes pasos:

1.- Se debe utilizar una entenalla para sostener la pieza de trabajo, y para que la fresa realice un trabajo preciso se debe poner en paralelo los ejes de la entenalla con los ejes de la fresa, para esto se utiliza un reloj de precisión colocado en el sujeta herramienta y se pasa por las paredes de la entenalla el medidor del reloj.



**Figura 5.6. Reloj de precisión**

Después se pasa longitudinalmente al reloj y se mide la inclinación que tiene, se da golpes en la entenalla para cuadrarlo.

2.- Una vez cuadrado la posición de la entenalla, se pasa a colocar la pieza de trabajo en la misma; si es necesario se ponen alzas para compensar la altura de la pieza.



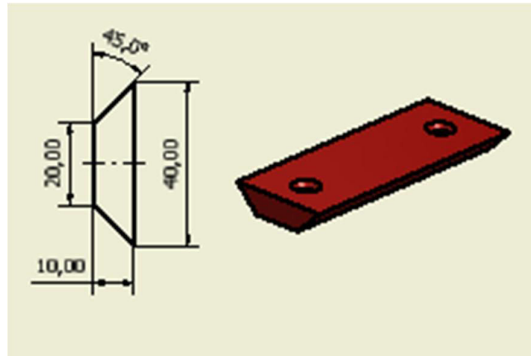


**Figura 5.7. Entenalla**

Posteriormente se debe ajustar al 70% a la entenalla, se golpea suavemente a la superficie superior de la pieza de trabajo para ponerla en paralelo con las alzas o la base de la entenalla, y finalmente se ajusta totalmente a la misma.

3.- En este paso se realiza el seteo de la posición de la pieza de trabajo, para esto se utiliza de nuevo al reloj de precisión, el procedimiento a seguir es el de poner en el porta herramientas al reloj de precisión, se topa con el medidor a un extremo de la pieza, se encera la posición, después se va al otro extremo y se setea la medida de la posición a la mitad para de esta forma sacar el centro de la pieza en ese eje, se realiza el mismo procedimiento en el otro eje y se logra tener la posición del centro de la pieza de trabajo.

4.- Después de esto queda solo maquinar con la herramienta bajando a la fresa dependiendo su material y el material con el que se trabaja; si se necesita realizar algún ángulo en la pieza como en la pieza 2900.



**Figura 5.8. Pieza 2900 maquinado de ángulo**

Para poder realizar el ángulo sin la necesidad de una maquina CNC, se utiliza una entenalla que se pueda inclinar con un ángulo, de esta forma se maquina las esquinas en el ángulo deseado.



**Figura 5.9. Entenalla de ángulo**

### 5.1.1.3 Fresadora CNC

La principal ventaja de las fresas CNC es que se puede realizar trabajos de mecanizado en menores tiempos, y de mejor calidad debido a su precisión.



Figura 5.10. Fresadora CNC HASS

Esta fresa CNC utiliza un control de la propia marca HASS.

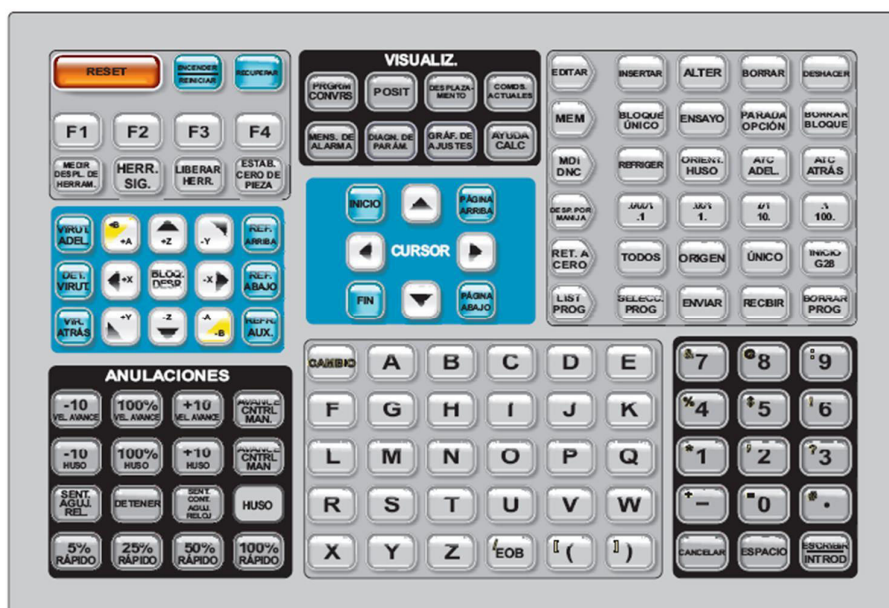


Figura 5.11. Control HASS

Fuente: Manual de mantenimiento y operación CNC HASS

El control HASS es un control más simple que el control FANUC ya que las compensaciones de herramienta son mucho más simples de realizar, se tiene muchas facilidades en la movilidad de un programa a otro, y se puede manejar de una manera más simple las velocidades des husillo y del avance ya que se los puede bajar en porcentaje; una de las ventajas de este control es que es compatible con MASTERCAM que es un software CAM con el cual se puede generar códigos G para maquinar piezas sin necesidad que el operario tenga que programar manualmente los movimientos de la CNC



**Figura 5.12. Programación control HASS**

El procedimiento para maquinar una pieza de trabajo en una maquina CNC es la misma que se utilizó en la fresa CN, con la única deferencia que una vez seteado el centro de pieza se debe setear el cero de máquina y correr el programa; Para setear el cero de máquina se debe ir a setting tools y poner la herramienta en la superficie de la pieza de trabajo y se encera esta posición.

#### 5.1.1.4 Torno

Un torno es un conjunto de máquinas y herramientas que permiten mecanizar piezas de forma geométrica de revolución. El torno opera haciendo girar la pieza de trabajo, que está sujeta por un mandril, mientras la herramienta de trabajo controlada por un avance corta a la pieza removiendo viruta perpendicular al eje de rotación.



**Figura 5.13. Torno**

El proceso para maquinarse un eje en un torno es el siguiente; Se debe utilizar las muelas del mandril para asegurar al eje, se ajusta al 70% para poder mover el eje; para que el torno realice un trabajo preciso se debe poner en paralelo los ejes del torno con los del eje de trabajo.



**Figura 5.14. Mandril torno**

Para esto se utiliza un reloj de precisión colocado en paralelo con el mandril colocando un porta reloj magnético en el porta cuchillas del torno; posteriormente se pasa por la cara que sobresale del eje el medidor del reloj, se mueve el eje horizontal del torno y se va golpeando al eje hasta que el reloj no varié. Finalmente se ajusta totalmente el eje y de esta forma queda cuadrado.

De esta forma ya se puede maquinar el eje, se debe tener cuidado con la remoción de material ya que se debe tomar en cuenta que un milímetro de profundidad es dos milímetros reducidos del diámetro del eje.

#### **5.1.1.5 Electro Erosionadora de metal**

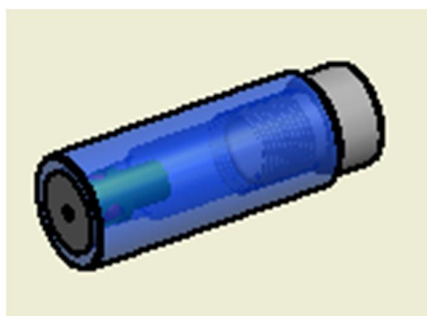
Esta es una máquina de control CN ya que tiene un panel que controla la corriente y la profundidad de cada paso que se le da a la pieza, se utiliza herramientas maquinadas en la misma empresa con materiales como grafito ( si se requiere menos acabado superficial en menor tiempo) o bronce( mayor acabado superficial en mayor tiempo); esta electro erosionadora trabaja hasta con 35 amperios y diesel para refrigerar y remover material erosionado; es más utilizada para trabajos en los cuales se necesite de mucha precisión o un mejor acabado



**Figura 5.15. Erosionadora**

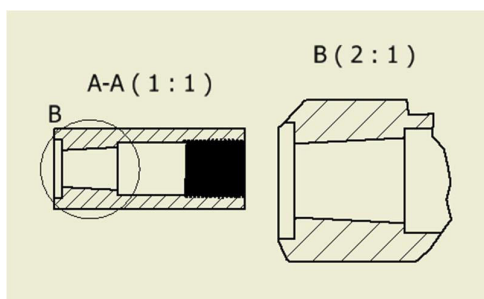
La ventaja de esta máquina es que no tiene la necesidad de usar un reloj de precisión para centrar a una pieza ya que como funciona con corriente si se topa una parte de la pieza de trabajo el control CN suena avisando al operario que existe un choque, esto se aprovecha y con esto se puede centrar la pieza y sacar fácilmente su centro.

La pieza que necesitó de erosión fue la pieza 3300; ya que se necesita de una conicidad en su interior para poder realizar un trabajo de anti retorno de alambre.



**Figura 5.16. Pieza 3300 anti retorno**

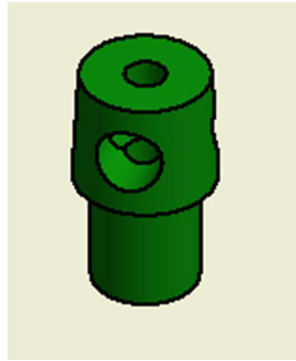
Para poder fabricar esta pieza se torneo un eje con las dimensiones establecidas en el plano, se realizó un agujero en hasta la distancia del comienzo de la conicidad y luego se fabricó un postizo de bronce con la conicidad deseada, de esta forma se erosionó el interior de la pieza dando un agujero con un ángulo.



**Figura 5.17. Detalle conicidad pieza 3300**



De esta forma entra la pieza 3320 que es empujada por un resorte para que cuando el alambre es jalado se trabe con la esferas que entran dentro de esta pieza.



**Figura 5.18. Pieza 3320 empaque cónico**

A continuación se muestra la pieza ya terminada con su respectivo postizo con el cual se realizó la erosión



**Figura 5.19. Pieza 3300**

## **5.2 CRITERIOS EN EL ACOUPLE DE SENSORES**

En esta parte del capítulo 5 se detalla todo lo referente a acoples para sensores, es decir donde serán acoplados dentro del circuito neumático, ya que los sensores tienen una forma definida y necesitan de un acople para poder



estar en la posición adecuada y censar la variable que se necesita de una forma correcta.



**Figura 5.20. Pistones neumáticos**

### 5.2.1 SENSORES DE PISTONES

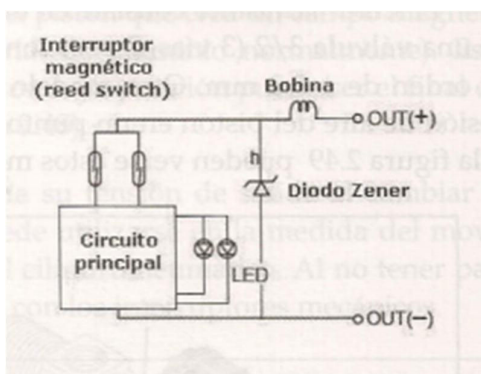
Los sensores utilizados son los sensores de fin de carrera magnéticos ya que se va a utilizar un PLC se debe tener una señal eléctrica en las entradas del mismo para poder saber cuándo los pistones llegan a su posición.



**Figura 5.21. Sensor magnético fin de carrera**

Los sensores funcionan con 24 V para poder ser compatibles con el funcionamiento del PLC, internamente funcionan como un transistor activado

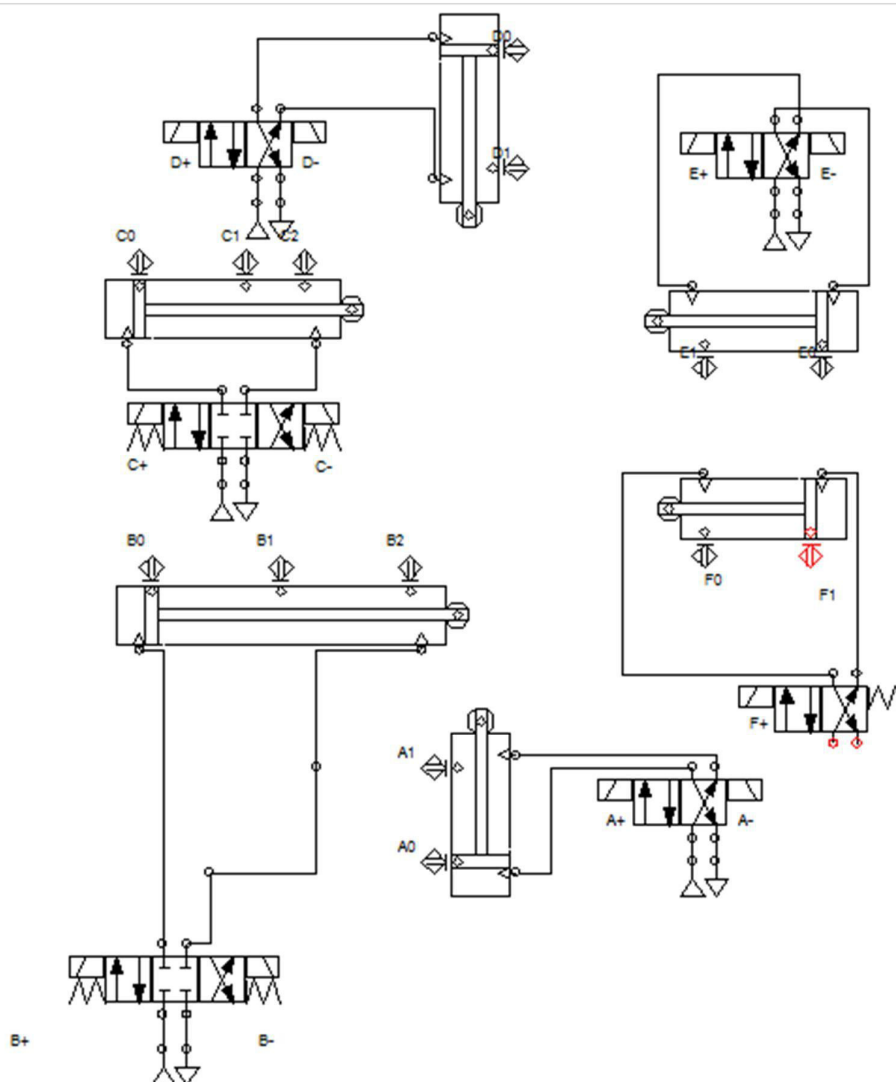
por magnetismo, que deja pasar la corriente en la polaridad indicada en la, al momento de ser activado el sensor tiene un led que se prende y nos avisa que está activo, es un sensor de dos hilos, es decir solo tiene terminales positivo y negativo.



**Figura 5.22. Circuito interno sensor magnético dos hilos**

**Fuente: Hoja de datos sensor magnético**

La posición de cada uno de los sensores se calibra dependiendo de la carrera de cada uno de los pistones, es decir dependiendo de su uso dentro del circuito neumático la carrera a la cual debe salir, los pistones más críticos para esta aplicación son los pistones con tres posiciones, en el circuito neumático tienen la siguiente posición:



**Figura 5.23. Posición sensores**

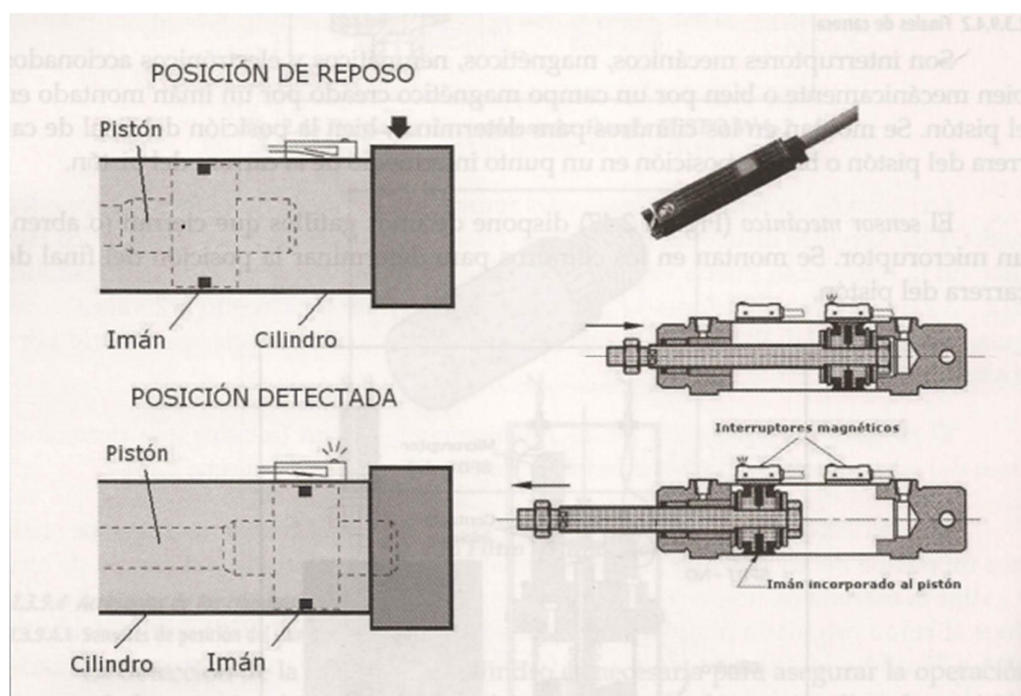
Donde B0,B1,B2,C0,C1,C2 son las posiciones de los sensores magnéticos de los pistones B y C correspondientemente, en estos pistones se necesita tres sensores debido a que deben quedarse en tres posiciones, el pistón B debido a que tiene un movimiento lento al principio y luego es accionado una válvula que a la llegada de B1 hace que el avance del pistón sea más rápido; las tres posiciones del pistón C se deben a que existe un pequeño vástago que necesita entrar y salir engancho al alambre para

realizar los anillos del resorte antes de que el vástago principal entre en su cámara y bote al resorte.

Como se puede observar en la figura 5.21 las demás posiciones de los sensores son al principio y al final de la carrera del pistón correspondiente esto se debe a que solo se necesita tener en cuenta dos posiciones para esta configuración de pistones.

### 5.3 ADAPTACIÓN DE SENSORES

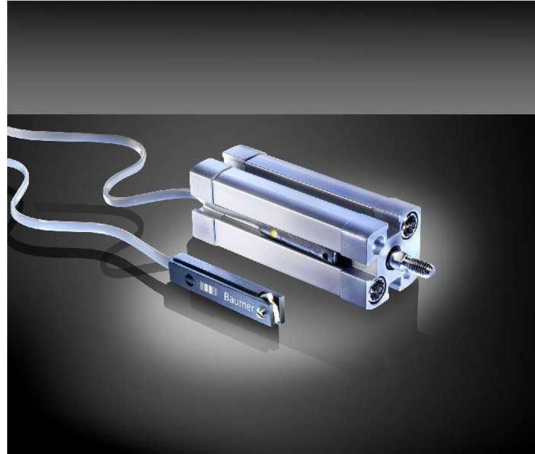
Para que los sensores tengan mayor precisión deben estar sujetos a alguna adaptación ya que de otro modo se soltarían y los movimientos de la máquina se descalabrarían, ya que la activación de los sensores sucede en el momento exacto de la llegada del embolo a la misma como lo muestra la siguiente figura:



**Figura 5.24. Activación Sensores magnéticos**

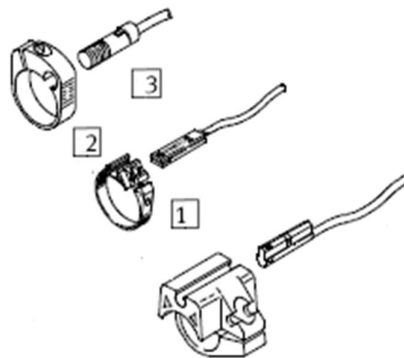
**Fuente: Neumática, Hidráulica y Electricidad José Roldán**

Algunos pistones ya tienen una adaptación para poder alojar al sensor como es el caso del pistón DNCB que tiene un canal en su periferia para poder posicionar al sensor sin ningún problema.



**Figura 5.25. Acople pistón DNCB**

Pero para los pistones DSNU se debe tener una agarradera especial para poder sujetar los sensores.

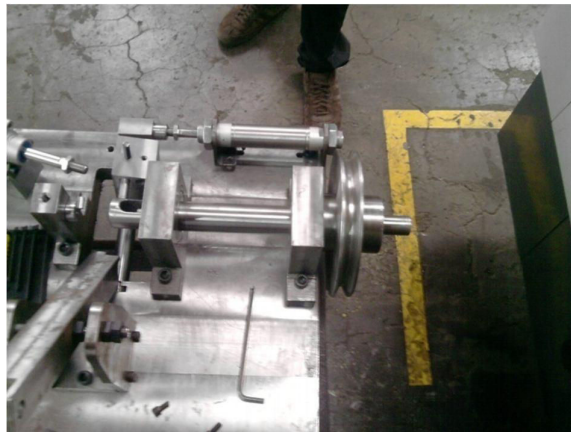


**Figura 5.26. Sujetadores Sensores DSNU**

El adaptador escogido fue el número 2 ya que es el que menos espacio ocupa, y se necesita espacio ya que los movimientos de este pistón dentro de la máquina de resortes son muy limitados.

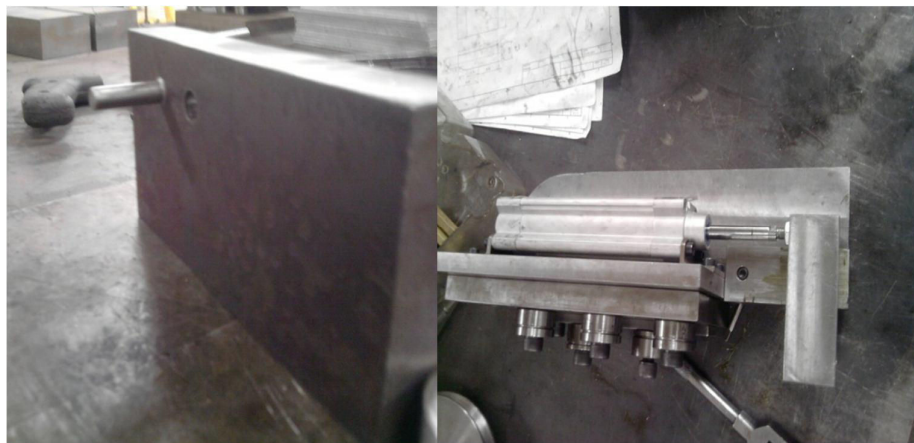
#### 5.4 DETALLES DE MÓDULO COMPLETO

En esta parte del capítulo se detalla los últimos procedimientos que se realizaron para el ensamble de la máquina de resortes.



**Figura 5.27. Máquina sin sub-ensambles**

Para poder alinear a las partes periféricas de la máquina se tuvo que recurrir a realizar agujeros por los cuales se debe ajustar a las partes periféricas con tornillos o ejes de alineamiento como el de la figura:



**Figura 5.28. Eje de alineamiento**

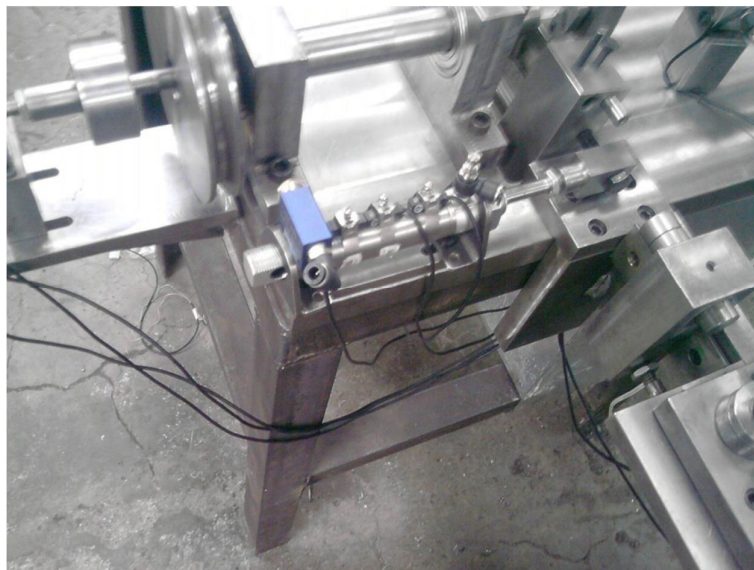


Así de esta forma se alinean las partes para luego pasar a soldar las mismas a la mesa, se soldaron estas partes ensambladas debido a que tienen mucho peso y los tornillos pueden fallar debido a la vibración de la máquina.



**Figura 5.29. Sub-ensamble Soldado**

De esta forma los sub-ensambles quedan sujetos a la mesa y se pueden quitar sus partes superiores donde están alojados los pistones y así poder realizar mantenimiento de una forma adecuada. Al final la apariencia de la máquina es la siguiente:



**Figura 5.30. Integración de sub-ensambles**

## **CAPITULO VI**

### **6 PRUEBAS Y PUESTA A PUNTO**

En este capítulo se detalla todo lo referente a los últimos ajustes que necesita la máquina para su correcto funcionamiento, es necesario explicar ciertos parámetros como el de cizallamiento y doblado de alambre para el correcto entendimiento de este capítulo; a continuación se tiene una explicación más detallada acerca de los procesos de calibración y últimas pruebas de la máquina.

#### **6.1 PRESION EN LOS PISTONES**

La presión de trabajo en los pistones es una de las variables importantes dentro del sistema ya que se necesita de cierta presión para cortar al alambre, el límite de fluencia del alambre es aproximadamente 36 Ksi, es por esto que se debe tener una presión constante de 8 BAR para que la parte de cizallamiento funcione correctamente; pero como se tiene una presión diferente de funcionamiento para cada parte de trabajo se tiene que ir regulando con estrangulamientos o reguladores de caudal cada área de trabajo, es decir la parte de inyección de alambre tiene cierta presión, para la parte de paso de resorte tiene otra presión, etc.



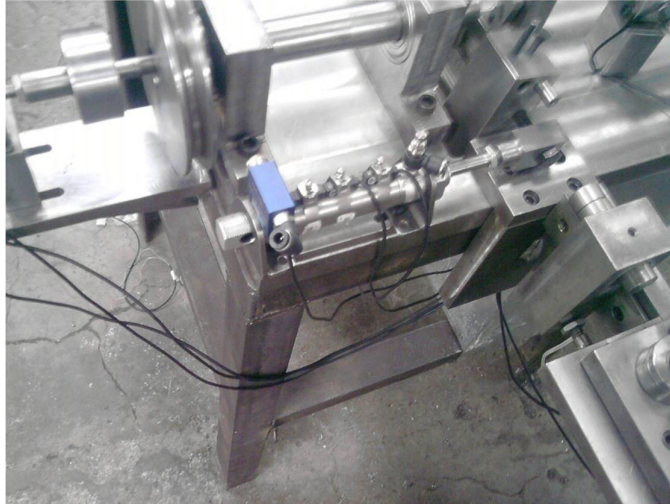


**Figura 6.1. Reguladores de caudal**

El procedimiento a seguir para regular el caudal y por ende la presión que existe dentro del pistón es el siguiente; mientras corre el programa del PLC se va tomando los tiempos que dura cada ciclo, después se va regulando el caudal para cada pistón hasta que tenga un funcionamiento requerido, es decir para el área de inyección se debe tener un movimiento rápido para que inyecte rápido el material, pero un regreso lento para que el material no regrese y se tenga un resorte de un tamaño menor, el área del paso del resorte debe estar regulada de tal forma que el movimiento del servomotor no afecte el paso de cada espira, en el área de corte y doblado se debe tener un movimiento rápido a la entrada y a la salida ya que así se obtiene mayor rapidez en la producción.

## **6.2 CARRERA PISTONES**

Para poder regular cada carrera de cada pistón se debe ejecutar la secuencia completa e ir moviendo los sensores de proximidad magnética hasta encontrar la posición correcta de cada pistón.



**Figura 6.2. Sensores de proximidad magnética**

### **6.2.1 TOPES PISTONES**

En los pistones que no tienen válvulas 5/3, es decir en pistones que deben salir completamente debido a que tienen válvulas 4/2 y no existe una posición media en la cual se pueda activar y quedar el pistón en cualquier otra posición que no sea el inicio o el final, se tuvieron que soldar topes metálicos en los cuales va a reposar y no va a seguir su camino.



**Figura 6.3. Topes metálicos**

Este es un problema que se presentó debido a que los movimientos dentro de la fabricación de resortes en milimétrica, y un milímetro de imprecisión significa que una pieza se va a chocar con la otra y eso significa desgaste y en el peor de los casos que la máquina se trabe y no siga con el ciclo.

### 6.2.2 AMORTIGUADORES

Los amortiguadores son elementos que soportan ciertos impactos y disminuyen su efecto en la superficie de contacto; ya que los movimientos de la máquina son muy rápidos y muy fuertes debido a la presión, las piezas que tienen topes mecánicos se desgastan muy rápido, es por esto que en la superficie de contacto se puso amortiguadores de tipo plástico como en la siguiente imagen:



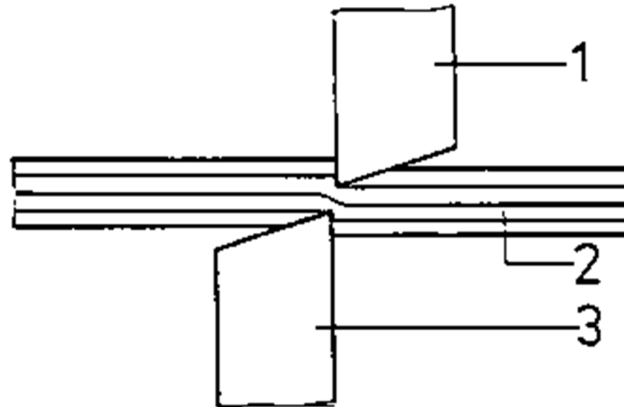
**Figura 6.4. Amortiguador**

De esta forma se reduce el ruido la vibración de la máquina y el desgaste entre piezas

### 6.3 CIZALLAMIENTO

El cizallamiento es un proceso por el cual se corta un material a través de herramientas de corte denominada cuchilla, el funcionamiento es igual al de unas tijeras, es decir se tiene los filos de ambas cuchillas de la cizalla se

enfrentan presionando sobre la superficie a cortar hasta que vencen la resistencia de la superficie a la tracción rompiéndola y separándola en dos.



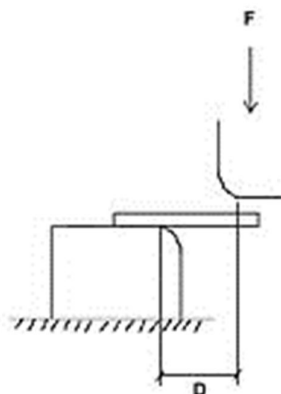
**Figura 6.5. Cizallamiento**

La presión que se necesita para obtener el límite de resistencia a la tracción se obtiene a través de una palanca ejercida por la cuchilla móvil y la cuchilla estática, de esta forma se rebasa el límite de tracción haciendo que el alambre rompa su límite de fluencia y se fracture.

Este proceso se utilizó para poder cortar el alambre y que de esta forma quede listo para el doblado posterior.

#### **6.4 DOBLADO**

El doblado de alambre tiene el mismo principio de cizallamiento pero la diferencia es que la presión ejercida no sobrepasa el límite de fluencia es decir está en la zona plástica del material es por eso que el alambre se dobla y no vuelve a su estado original, para obtener esto la cuchilla móvil debe tener una separación mínima de la cuchilla estática de al menos el diámetro del alambre que se va a doblar, de lo contrario se entraría en el corte del material.

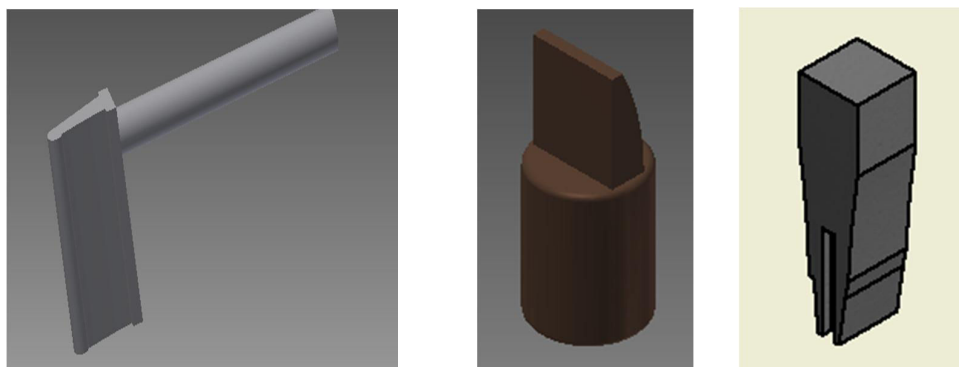


**Figura 6.6. Doblado**

Se puede concluir que la diferencia del cizallamiento y del doblado es la distancia que existe entre las cuchillas y la forma de la superficie de contacto, es por esto que se debe tener especial cuidado en el momento de montar y diseñar las cuchillas ya que si no se tiene la distancia adecuada no va a funcionar correctamente.

## 6.5 CUCHILLAS

Para poder realizar las cuchillas se partió de una forma aproximada de las mismas, ya que a partir de esto se las va a ir dando forma en el esmeril dependiendo de las distancias y formas que se necesiten; las formas aproximadas son las siguientes:



**Figura 6.7. Cuchillas**

A partir de esto se fue dando forma a las cuchillas para quedar de la siguiente forma:

La forma en la que se debe formar las cuchillas son

- **Cuchilla de corte:** esta cuchilla debe tener el mismo ángulo que el soporte del alambre para poder cortar el alambre de forma adecuada, debe tener un filo para que tenga menos área y exista más presión en la superficie de contacto, debe tener un pequeño desfase en la superficie externa para poder doblar después de cortar
- **Cuchilla de forma:** Esta es la cuchilla que está ubicada en el brazo basculante es una de las piezas más importantes ya que de esta parte la forma del resorte, es decir el ángulo de las patas de sujeción del resorte así como la forma de las patas dobladas, esta cuchilla debe tener dos caras totalmente diferentes es decir con la parte derecha debe tener una medida exacta para que en el momento del corte no se regrese el alambre, debe tener un surco en el medio para que las cuchillas de doblado entren y doblen bien las patas del resorte; la segunda parte debe tener un pin para que pueda coger y bajar el alambre de la segunda pata y después pasar al doblado de la misma.
- **Cuchilla de doblado:** Esta cuchilla tiene una forma especial ya que va por encima de la pieza que da el paso al resorte y debe tener la medida exacta para que no se choque con el brazo basculante.

Todas las cuchillas deben ser de acero y deben estar templadas en aceite para aprovechar de mejor manera sus propiedades mecánicas, además tratando térmicamente a estas piezas no se desgastan con el tiempo.

## CAPITULO VII

### 7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 CONCLUSIONES

- La presión de trabajo en el sistema neumático es de ocho bares; esta presión en neumática es alta ya que de esta forma se alcanza la fuerza de corte y doblado, en un principio para el corte se utilizó un sistema sin cuña, pero este sistema no funcionó debido a que en el momento de corte el impacto de la cuchilla con el alambre provocan una fuerza grande, y el aire dentro de la cámara de pistón b de paso de resorte se comprime causando que el pistón se regresa y no corte al alambre, es por esto que se añadió al sistema una cuña acoplada al brazo basculante para que se impacte con la pieza de paso de resorte y con el impacto corte al alambre y no se regrese.
- La velocidad de producción de esta máquina es de 25 resortes por minuto, la maquina mecánica antigua produce 30 resorte por minuto pero no tiene la misma precisión en el paso del resorte y la flexibilidad de cambiar el número de espiras del mismo por lo que es más ventajoso tener un sistema electro neumático a un mecánico debido a su flexibilidad y precisión.
- Al tener una pequeña pantalla que muestre todas las emergencias que se puedan generar se cumple con exigencias de seguridad industrial, ya que a diferencia de un sistema mecánico esta máquina no está ciega ante el mundo externo, es decir si existe algún problema crítico se va a parar y va a volver todo a su posición segura, de esta manera aseguramos el bienestar del operario y la del producto (materia prima).

- Para dar el número de espiras inicialmente se utilizó un motor trifásico el cual siempre daba vueltas sin un control de posición lo que generó el problema de sincronización entre la secuencia neumática y el motor, para esto la solución implementada fue poner un servomotor activado por el PLC para sincronizarlo con la secuencia, la ventaja de un servomotor es que no pierde torque si aumenta su velocidad a diferencia de un motor a pasos que su torque depende de la velocidad a la que trabaje.
- El sistema de mando en la máquina permite una operabilidad mínima humana, la calibración inicial y los cambios de rollos de alambre en el sistema de abastecimiento mecánico son los únicos parámetros de intervención necesaria, siendo éste en periodos relativamente largos de tiempo de cada 2 días operando 6 horas diarias aproximadamente.
- El sistema neumático implementado es suficiente para los requerimientos de producción diarios requeridos por la empresa TENSORTEC al empezar el proyecto, planteándose para un futuro si de haber una mayor producción se tratase, emplear un sistema hidráulico.

## **7.2 RECOMENDACIONES**

- Se debe seguir todas las instrucciones del manual de usuario, ya que se debe utilizar cada parte de la máquina de forma correcta, es decir desde que se arranca la máquina hasta que se apaga la misma, de esta forma se preserva la integridad de la maquinaria.
- Si en el caso de presentarse la necesidad de cambiar la secuencia neumática, es necesario programar y probar dicha secuencia en un simulador antes de bajar el programa al PLC ya que de lo contrario se puede ver afectada la integridad de la máquina (pueden existir choques de las piezas).



- Si existe algún problema en el funcionamiento de la secuencia, es decir se para la producción y la advertencia de la pantalla es ciclo parado, se debe verificar primero que los sensores funcionen correctamente, si eso no arregla el problema verificar en el manifold el correcto funcionamiento de la válvula, si después de haber hecho esto la secuencia sigue fallando debe revisar las salidas del PLC con un milímetro para saber si se está activando las salidas y el solenoide esta quemado.
- Para obtener mayores ciclos continuos para la producción del resorte diario se puede pensar en un futuro a que el sistema neumático por un hidráulico.

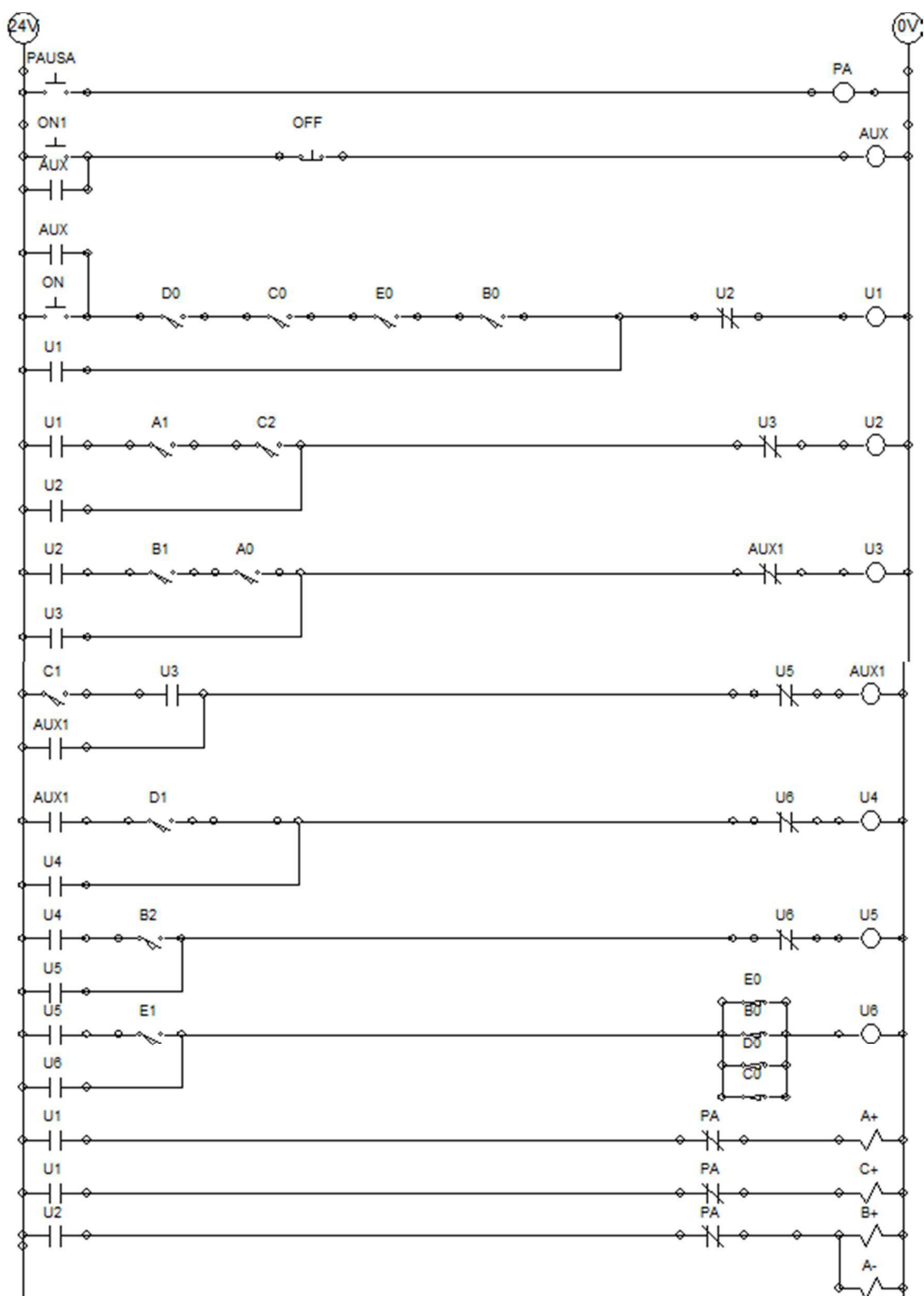
## BIBLIOGRAFÍA

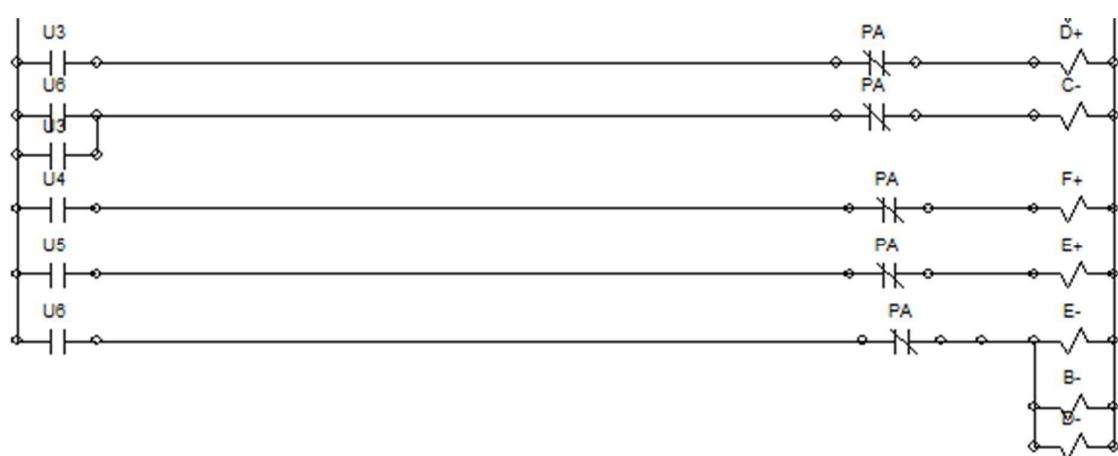
- SHIGLEY, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. Monterrey: McGraw Hill.
- ROBERT L. NORTON., *Diseño de Máquinas*. Pearson, 1999.
- SHIGLEY J., MITCHELL LARRY D. *Manual de Diseño Mecánico*. Traducido del inglés por Francisco Paniagua. 3era Ed., McGraw-Hill, 2002.
- OYSTEIN EGGEN. “Modular Product Development”. Norwegian University of Science and Technology.
- J. PANDREMENOS, G. KRISTIN L. WOOD. A heuristic method to identify modules from functional description of a product. University of Missouri-Rolla. 1998.
- ZENTENO SÁNCHEZ, BORJA VICENTE. *Diseño modular de productos mediante la matriz de diseño estructural*. Universidad Autónoma de México. Monterrey 2010.
- DAN PEARSON. *Modules and Interfaces*. Swedish. 2004.
- RIHAR M., GODENA G. (1999). Automation of Specification Process for PLC Control Systems Software. IEEE Xplore. Dept. Computer Automation and Control.
- GROOVER M. (2008). *Automation, production systems and Computer Integrated Manufacturing*. Third Edition. United States. Prentice Hall.
- Festo (2013). Engineering software para sistemas neumaticos. Recuperado [http://www.festo.com/cms/en-us\\_us/986\\_3784.htm](http://www.festo.com/cms/en-us_us/986_3784.htm)
- Festo (2013). Festo didactics dimensionamiento neumatica. Recuperad <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00767602001133948074.pdf>

- Miguel Angel Canela (2009).Gestion de la Calidad: Ediciones UPC
- Wordpress (2008). Calculo de ancho de pista. Recuperado <http://cuningan.files.wordpress.com/2010/10/calculos-ancho-pista.pdf>
- Norma IPC 2221. Norma Ansi diseño PCB.
- Mickrobasic (2013). Ejemplos programación LCD. Recuperado <http://www.mikroe.com/chapters/view/87/libro-de-la-programacion-de-los-microcontroladores-pic-en-basic-capitulo-4-ejemplos/>

# **ANEXOS**

## ANEXO 1. Programación del PLC en lenguaje Ladder





## **ANEXO 2. Análisis Financiero Costo-Beneficio de la máquina.**

### **ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO**

Actualmente, la producción de resortes para pinzas que la empresa tiene es de aproximadamente 500 mil mensuales, des los cuales alrededor del 6% es desperdicio, esto significa que por cada treinta resortes fabricados, cuatro de ellos son defectuosos, es decir material desperdiciado puesto que el alambre deformado y cortado no puede volverse a utilizar en este proceso. Además, se requiere de dos operadores y tiempos muertos no recuperables para la empresa cuando el sistema de levas presenta descalibraciones.

El causal de los principales inconvenientes identificados dentro de los procesos industriales en la empresa TENSORTEC ECUADOR S.A en su línea de producción de pinzas para ropa es que no se posee maquinaria automatizada para poder mantener un proceso más preciso. La máquina posee alrededor de quince años de uso, con la vibración y el tiempo la precisión se ha ido perdiendo y eso le representa a la empresa una pérdida económica de aproximadamente mil dólares mensuales en material perdido.

El presente trabajo, propone mejorar los tiempos de producción actuales y a la vez, disminuir el desperdicio de material. Para ello se analizan las causas de las fallas mecánicas del proceso que generan imprecisiones de forma o corte y corregirlas para generar mayor optimizar el uso del material y mejorar los tiempos del proceso de obtención de resortes en todas sus fases (desde la alimentación del alambre, pasando por su espiralado y doblado, hasta llegar a su cortado y conteo automático)

A través de la automatización de este proceso mecánico, si bien no es posible producir una mayor cantidad en menor tiempo (de hecho se reduce la producción en 5 unidades por minuto) se logra una reducción significativa del desperdicio de materiales, puesto que las imprecisiones en su elaboración se reducen dando como resultado un resorte con falla por cada 100 resortes producidos, cumpliéndose el principal objetivo de optimización del material. A

esto se suma la necesidad de contratar a un único operador que verifique y recolecte los resortes.

### Recuperación de la inversión

El monto económico invertido en el presente proyecto se lo detalla en la siguiente tabla, en la que constan todos los elementos más representativos y necesarios para la construcción de la máquina mencionada anteriormente y sus respectivos costos.

ELEMENTOS	COSTO (Dólares USA)
Servomotor y Controlador	\$2200
Pistones neumáticos, electroválvulas y accesorios	\$1200
PLCs + Módulos de expansión	\$600
Piezas Mecánicas	\$1000
Manufactura	\$800
<b>TOTAL</b>	<b>\$5800</b>

Obteniendo como resultado una **inversión total de 5800 dólares americanos**, mismos que serán recuperados de la siguiente manera.

### Datos obtenidos de la empresa Tensortec

- Teniendo presente de que la empresa TENSORTEC vende cada resorte en 1 centavo de dólar americano y teniendo **una ganancia del mismo del 25%** por cada unidad de resorte confeccionado.
- La máquina confeccionada tendrá un **ciclo de trabajo de 5 horas** continuas diarias **entre Lunes hasta Sábado**, que el ciclo que cumplía la maquina antigua.



### Datos obtenidos de la maquina automatizada

- La nueva máquina automatizada tiene la virtud de a pesar de que no cumple con uno de los objetivos la cual es tener una producción mayor a la antigua (***Antes se producían 30 resortes por minuto, Ahora se producen 25 resortes por minuto***), ahora la maquina es mucho más eficiente ya que la antigua tenía un error de producción del 40%, y **la nueva máquina tiene un error del 1%**, es decir, de cada 100 resortes producidos apenas 1 resorte tiene falla.
- El punto anterior demuestra que la máquina automatizada es mucho más eficiente que la versión anterior, y gracias a ello podremos estimar el tiempo de recuperación de la inversión.

### Cálculos

- Datos:
  - Tiempo de trabajo de la máquina: **5 horas**
  - Días de trabajo de la máquina: **6 días (Lunes - Sábado)**
  - Resortes producidos por minuto: **25**
  - Error de producción: **1 %**
  - Ganancia: **25%**

Se sabe que de cada 100 resortes producidos tan solo 1 presenta falla por lo que la producción real en una semana de trabajo es:

<b>Cantidad de Resortes obtenida en una semana de producción aplicando el error del 1 %</b>	
<b>Producción en :</b>	<b>Cantidad de Resortes</b>
<b>4 Minutos</b>	99
<b>1 Hora</b>	1485
<b>5 Horas de Trabajo</b>	7425
<b>Lunes a Sábado</b>	44550

La tabla anterior nos muestra que la producción de resortes en una semana de trabajo con las condiciones mencionadas inicialmente es de: **44550 resortes**.

- La empresa vende cada resorte en un centavo por lo que el valor obtenido será de: **44550** centavos de dólar Americanos ó **445,50** Dólares Americanos.
- La ganancia por resorte confeccionado es del 25% es decir, la empresa tiene una **ganancia de 0,25** centavos de dólar americanos por cada resorte confeccionado.
- La ganancia que obtiene la empresa una semana de trabajo con la nueva máquina automatizada es de: **111,37 Dólares Americanos**

### Resultados

Tomando en cuenta que la maquina trabajará bajo las condiciones establecidas previamente, se tiene los siguientes resultados:

Tiempo transcurrido	Ganancia en Dólares Americanos
<b>1 semana</b>	\$111,37
<b>1 mes</b>	\$445,50
<b>1 año</b>	\$5346,00

Con la tabla anterior se determina que la empresa TENSORTEC **recuperará la inversión** de los 6000 Dólares Americanos **en 14 meses de trabajo**, es decir, 1 año 2 meses siempre y cuando la máquina automatizada trabaje 5 horas diarias de Lunes a Sábado.

### ANEXO 3. Programación del Microcontrolador en MicroBasic.

```

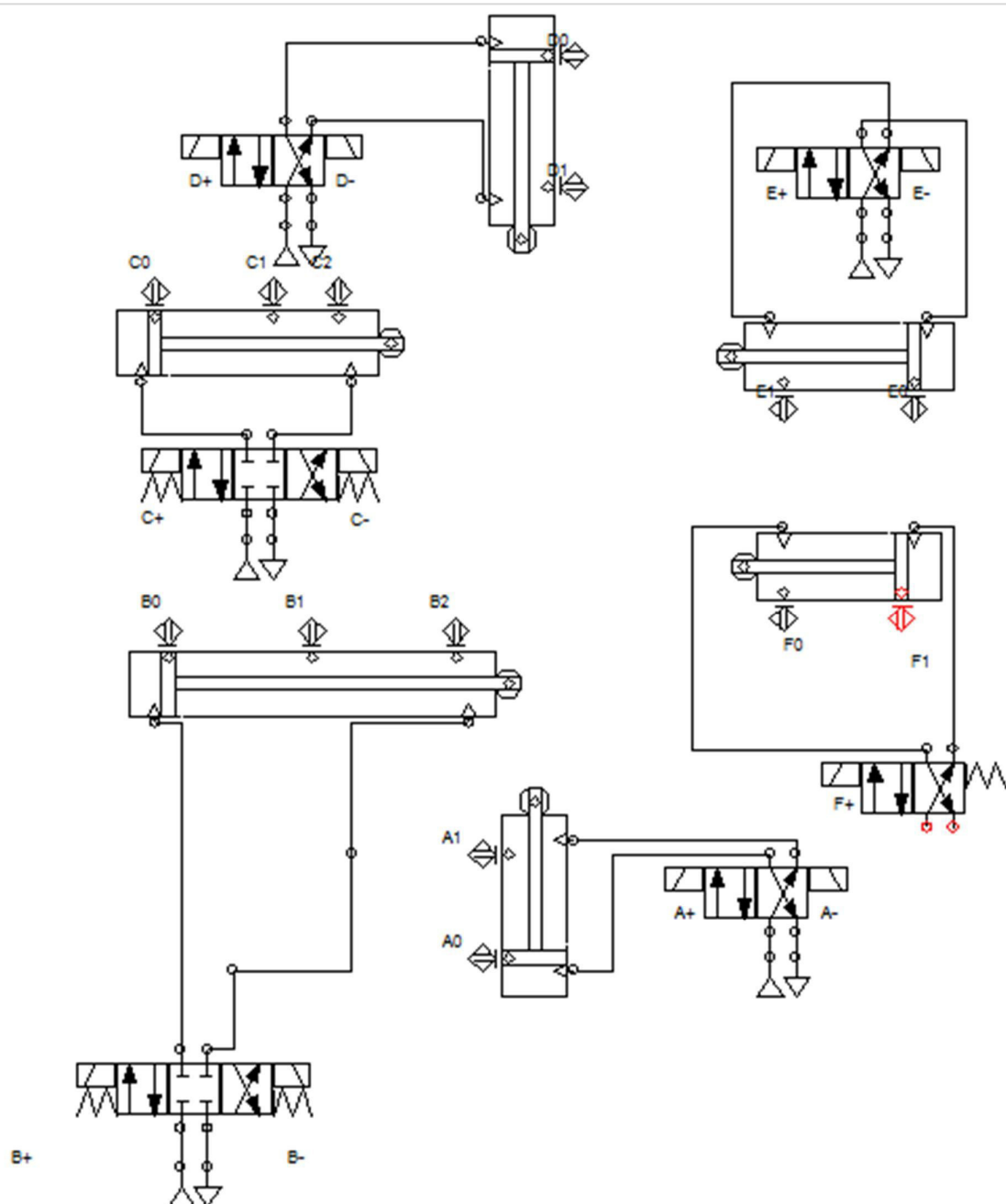
1: program contador
2:
3: ' Declarations section
4: dim LCD_RS as sbit at RD1_bit ' Conexiones del módulo Lcd
5: LCD_EN as sbit at RD3 bit
6: LCD_D4 as sbit at RD4 bit
7: LCD_D5 as sbit at RD5 bit
8: LCD_D6 as sbit at RD6 bit
9: LCD_D7 as sbit at RD7 bit
10: LCD_RS_Direction as sbit at TRISD1 bit
11: LCD_EN_Direction as sbit at TRISD3 bit
12: LCD_D4_Direction as sbit at TRISD4 bit
13: LCD_D5_Direction as sbit at TRISD5 bit
14: LCD_D6_Direction as sbit at TRISD6 bit
15: LCD_D7_Direction as sbit at TRISD7_bit ' Final de las conexiones del
módulo Lcd
16: dim c1 as integer
17: dim txt1 as string [64]
18: main:
19: TRISD=0
20: Lcd_Init() ' Initialize Lcd
21: Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR) ' Clear display
22: Lcd_Cmd(_LCD_CURSOR_OFF) ' Cursor off
23: Lcd_Out(1,3,"MAQUINA DE ")
   ' Write text in first row
24: Lcd_Out(2,4,"RESORTES ")
25: Delay_ms(1900)
26: Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR) ' Clear display
27: Lcd_Out(1,1,"VERIFIQUE CONEXIONES")
   ' Write text in first row
28: Lcd_Out(2,1,"VERIFIQUE PLC")
29: Delay_ms(1900)
30: Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR) ' Clear display
31: Lcd_Out(1,1,"PULSE START")
   ' Write text in first row
32: Lcd_Out(2,1,"PARA COMENZAR")
33: Delay_ms(1900)
34: Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR) ' Clear display
35: Lcd_Out(1,1," RESORTES ")
   ' Write text in first row
36: Lcd_Out(2,1," CUENTA:")
37: Lcd_Out(2,9,"00000")
38: Delay_ms(1900)
39: while (TRUE)
40:   if PORTB.2=1 then
41:     inc(c1)
42:     IntToStr(c1,txt1)
43:     Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR) ' Clear display
44:     Lcd_Out(1,1," RESORTES ")
       ' Write text in first row
45:     Lcd_Out(2,1," CUENTA:")
46:     Lcd_Out(2,9,txt1)
47:     Delay_ms(500)

```

```

48:         end if
49:         if PORTB.0=1 then
50:             PORTA.0=1
51:             Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR)           ' Clear display
52:             Lcd_Out(1,1,"ALERTA: CARRETE")
53:             ' Write text in first row
54:             Lcd_Out(2,5,"VACIO")
55:             Delay_ms(1100)
56:             Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR)           ' Clear display
57:             Lcd_Out(1,1,"LLENE EL CARRETE")
58:             ' Write text in first row
59:             Lcd_Out(2,1,"Y PULSE START")
60:             Delay_ms(1100)
61:         end if
62:         if PORTB.1=1 then
63:             PORTA.0=1
64:             Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR)           ' Clear display
65:             Lcd_Out(1,1,"ALERTA: CICLO")
66:             ' Write text in first row
67:             Lcd_Out(2,5,"PAUSADO")
68:             Delay_ms(1100)
69:             Lcd_Cmd(_LCD_CLEAR)           ' Clear display
70:             Lcd_Out(1,1,"PULSE START")
71:             ' Write text in first row
72:             Lcd_Out(2,1,"PARA REINICIAR")
73:             Delay_ms(1100)
74:         end if
75:     wend
76: end.

```

**ANEXO 4. Conexión del sistema Electro-Neumática en la máquina.**

**ANEXO 5. Manual de Mantenimiento y Operación.**

**ANEXO 6. Planos Eléctricos y Mecánicos.**

