

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL
DE ACCESO TIPO TORNQUETE PARA LA EMPRESA
SISTEMAS Y ELECTRÓNICA AVANZADA LIBRE - SEAL
LTDA.**

ERIK FABIÁN BECERRA RIVERA



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2010**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL
DE ACCESO TIPO TORNQUETE PARA LA EMPRESA
SISTEMAS Y ELECTRÓNICA AVANZADA LIBRE - SEAL
LTDA.**

ERIK FABIÁN BECERRA RIVERA

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**PEDRO JOSE DIAZ GUERRERO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

A mi familia,

A mis amigos,

A los estudiantes que se esfuerzan todos los días por alcanzar sus metas.

Erik Fabián Becerra Rivera

AGRADECIMIENTOS

A los Ingenieros de SEAL LTDA. por permitirme trabajar junto a ellos.

A mis padres y familiares.

A Miguel Hernán Díaz, por su apoyo incondicional y sus valiosos aportes en el proceso de investigación, desarrollo y construcción del torniquete.

A todos los trabajadores cuyo oficio permitió materializar el proyecto.

A todos mis amigos.

Erik Fabián Becerra Rivera

CONTENIDO

	Pag.
INTRODUCCIÓN	18
1. MARCO TEÓRICO	20
1.1. PRELIMINARES.....	20
1.2. MECANISMO CONTROL DE DIRECCIÓN Y BLOQUEO	20
1.3. MECANISMO CONTROL DE POSICIÓN	21
2. PROPUESTA DE DISEÑO Y SELECCION DE LOS ELEMENTOS... 24	
2.1. MÓDULO DE CONTROL DE DIRECCIÓN Y BLOQUEO	24
2.1.1 Diseño del pivote.....	24
2.1.2 Diseño del disco dentado.....	37
2.1.3 Diseño del seguro.	45
2.2. MÓDULO DE CONTROL DE POSICIÓN.....	49
2.2.1 Disposición del mecanismo.....	49
2.2.2 Datos del amortiguador.....	56
2.2.3 Diseño de la leva.....	57
2.2.4 Simulación dinámica	64
2.2.5 Diseño del resorte	73
2.3. MÓDULO DE COMUNICACIÓN	78
2.4. MODULO ESTRUCTURAL	79
2.4.1 Estructura interna	79
2.4.2 Estructura externa	90
3. MONTAJE Y PUESTA A PUNTO.....	98
3.1. MONTAJE DEL MECANISMO	98
3.1.1 Armado platina inferior	98

3.1.2	Ubicación de la platina inferior en la estructura.....	99
3.1.3	Ubicación del trípode y la leva	99
3.1.4	Ubicación del disco y el freno.....	100
3.1.5	Armado del seguro eléctrico.....	101
3.2.	PANEL FRONTAL	103
3.3.	COMPONENTES ELÉCTRICOS.....	104
3.4.	PRUEBAS DEL SISTEMA.....	105
3.5.	INSTALACIÓN.....	105
	CONCLUSIONES	107
	RECOMENDACIONES	109
	BIBLIOGRAFÍA	110
	ANEXOS	111

LISTA DE FIGURAS¹

	Pag.
Figura 1. Esquema del mecanismo de dirección y bloqueo.....	21
Figura 2. Vista superior del torniquete.	22
Figura 3. Esquema del mecanismo posicionamiento.....	22
Figura 4. Geometría para el diseño de los brazos.	25
Figura 5. Definición de la geometría de los brazos.....	25
Figura 6. Dimensiones de tubería ornamental.	27
Figura 7. Dimensiones de la copa.....	27
Figura 8. Dimensiones de la copa para optimizar	29
Figura 9. Variables de diseño de la copa.....	31
Figura 10. Restricción de diseño de la copa	31
Figura 11. Vista del modelo con estudio estático y optimización	32
Figura 12. Variables de diseño del pivote.....	33
Figura 13. Geometría del modelo final del pivote	34
Figura 14. Vista en corte del pivote.....	34
Figura 15. Cotas de fabricación de la copa.....	35
Figura 16. Verificación de diseño para la copa	35
Figura 17. Aplicación de carga vertical sobre la copa.....	36
Figura 18. Verificación de diseño del pivote.	36
Figura 19. Dimensiones de la chumacera de $\frac{3}{4}$ ".	38
Figura 20. Montaje entre chumaceras de $\frac{3}{4}$ ".	38
Figura 21. Esquema del disco para el número de ranuras.	40
Figura 22. Esquema para determinar el número de ranuras	41
Figura 23. Perfil del disco ranurado.	42
Figura 24. Descomposición del torque ejercido por el usuario.	42
Figura 25. Esquema de montaje del disco.....	44

¹ A menos que se indique lo contrario, la fuente de todas las figuras es: El autor.

Figura 26. Condiciones de carga del disco con cubo y cuñero.....	44
Figura 27. Verificación de diseño para el disco.	45
Figura 28. Geometría para la construcción del seguro.	46
Figura 29. Construcción geométrica del seguro	47
Figura 30. Detalles constructivos del seguro.	48
Figura 31. Verificación de diseño del seguro.	49
Figura 32. Bloque del cilindro del amortiguador.....	51
Figura 33. Bloque del vástago del amortiguador.	51
Figura 34. Bloque del resorte.....	51
Figura 35. Configuración 1 para el mecanismo.	52
Figura 36. Configuración 2 para el mecanismo.	53
Figura 37. Configuración 3 para el mecanismo.	53
Figura 38. Configuración 4 para el mecanismo.	54
Figura 39. Vista frontal configuración 3.b.....	55
Figura 40. Vista frontal configuración 4.a.....	55
Figura 41. Distribución elegida para el mecanismo.	56
Figura 42. Fuerza normal sobre el rodillo, en reposo.....	57
Figura 43. Posición de la cuña.....	58
Figura 44. Detalle de las dimensiones de la cuña.	59
Figura 45. Definición de los valles de la leva.	60
Figura 46. Bloques de construcción del mecanismo.....	60
Figura 47. Dimensionamiento externo de la leva.....	61
Figura 48. Cotas preliminares del seguidor oscilante.	62
Figura 49. Dimensiones del mecanismo de posicionamiento.	63
Figura 50. Resorte en su máxima deformación.	65
Figura 51. Momento en que el trípode ha girado 60°.....	66
Figura 52. Interacción entre el usuario y el trípode.....	66
Figura 53. Fuerza tipo STEP	71
Figura 54. Geometría resultante de la simulación	72
Figura 55. Carga cíclica en el resorte	73
Figura 56. Medidas del entorchado cónico del resorte.	74

Figura 57. Cotas resultantes del resorte	77
Figura 58. Diseño del panel frontal	79
Figura 59. Esquema en la platina inferior.	80
Figura 60. Altura del mecanismo de posicionamiento.....	81
Figura 61. Dimensiones del cáncamo tensor.....	81
Figura 62. Soporte del resorte y amortiguador	82
Figura 63. Eje del balancín	83
Figura 64. Soporte del balancín.....	83
Figura 65. Platina inferior y elementos asociados.	84
Figura 66. Montaje del solenoide y el seguro	85
Figura 67. Estudio estático para el eje del seguro	86
Figura 68. Verificación de diseño para el eje del seguro.	86
Figura 69. Cotas resultantes para el eje del seguro.	87
Figura 70. Vista general del solenoide utilizado.....	87
Figura 71. Montaje del solenoide y el seguro.	88
Figura 72. Montaje del solenoide y el seguro abierto.	88
Figura 73. Base del seguro.....	89
Figura 74. Platina superior y elementos asociados	89
Figura 75. Vista frontal y L.D del mecanismo armado	90
Figura 76. Esquema general de la estructura	92
Figura 77. Estructura resultante.....	93
Figura 78. Boceto de la estructura externa	94
Figura 79. Armado interno de la estructura externa.....	95
Figura 80. Cubierta (frontal-lateral)	96
Figura 81. Unión armado interno y cubierta.....	96
Figura 82. Estructura externa con acabados.	97
Figura 83. Platina inferior armada.....	98
Figura 84. Ubicación de la platina inferior en la estructura	99
Figura 85. Ubicación del trípode y la leva.....	100
Figura 86. Ubicación del disco y el freno.	100
Figura 87. Seguro eléctrico armado.....	101

Figura 88. Ubicación de la platina superior.....	102
Figura 89. Montaje mecánico terminado.....	103
Figura 90. Vista del cableado interno.....	104
Figura 91. Equipo completamente terminado	106
Figura 92. Prueba realizada al amortiguador hidráulico.....	115
Figura 93. Conjunto de datos de la prueba del amortiguador.	116
Figura 94. Gráfica de Fuerza vs. Velocidad del amortiguador.	117
Figura 95. Conjunto de datos vs. Curva teórica del amortiguador.	118

LISTA DE ANEXOS

	Pag.
ANEXO. A. Propiedades del aluminio 6061 T6.....	112
ANEXO. B. Detalle de la iteración de diseño del pivote.....	113
ANEXO. C. Hoja de datos del solenoide.....	114
ANEXO. D. Ecuación del amortiguador	115

NOTACIÓN

a, b, c, d, e,	Cotas lineales (mm).
N, M, L	Cotas lineales (mm).
A	Área (mm ²).
BOX	Modelo tipo cajón, dimensiones de caja.
C	Carrera lineal; desplazamiento (mm), índice del resorte.
C.R	Cold Rolled.
D	Cota diametral (mm).
F	Fuerza (Kg, N).
G	Modulo de rigidez al corte (Kg/mm ² ; Kg/cm ² ; psi; Pa).
H, h	Cotas de altura (mm).
H.R	Hot Rolled.
L.D	Vista lateral derecha.
n	Número de
N	Factor de Seguridad.
p	Cota de profundidad (mm).
R	Radio Mayor (mm).
r	Radio menor (mm).
S	Resistencia del material (Kg/mm ² ; Kg/cm ² ; psi; Pa).
S'	Resistencia del material a la fatiga (Kg/mm ² ;Kg/cm ² ;psi; Pa).
s	Longitud de arco.
T	Torque o momento (N.mm; Kg.mm).
t	Tiempo (s); espesor (mm).
V	Velocidad (mm/s).
VDC	Voltaje en corriente directa (Voltio).
W	Potencia (Wattio).

LETRAS GRIEGAS

α	Cota angular ($^{\circ}$).
β	Cota angular ($^{\circ}$); Coeficiente de amortiguamiento [N/ (mm/s)].
Δ	Intervalo: diferencia de cantidades.
σ	Esfuerzo axial (Kg/mm ² ; Kg/cm ² ; psi; Pa).
τ	Esfuerzo cortante (Kg/mm ² ; Kg/cm ² ; psi; Pa).

SUBÍNDICES

0	Propiedad o cantidad en un tiempo=0.
1, 2, ..	Se refiere al elemento que se está analizando.
A	Espiras activas del resorte.
ext.	Externo.
int.	Interno.
M, Max	Cantidad máxima.
m	Cantidad promedio, cantidad media.
min.	Cantidad mínima.
N	Vector Normal.
R	Resorte.
r	Valor repetitivo, cíclico.
sol	Solenoides.
se	Límite medido para vida infinita.
u	Punto último (de ruptura).
y, yp	Punto de fluencia.

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL DE ACCESO TIPO TORNIQUETE PARA LA EMPRESA (SISTEMAS Y ELECTRÓNICA AVANZADA LIBRE) SEAL LTDA. *

AUTOR:

Erik Fabián Becerra Rivera. **

PALABRAS CLAVES:

Control de Acceso, Torniquetes, mecanismos, diseño de máquinas.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es diseñar y construir a bajo costo un torniquete electromecánico de altura media que será usado en el sistema de control de acceso de la empresa SEAL Ltda. unido a un hardware electrónico y software.

Un torniquete consiste de un juego de brazos equidistantes montados en un cubo controlado a distancia para bloquear o permitir el paso de una persona a la vez, girando cuando se ha verificado una señal electrónica o mecánica. El mecanismo cuenta con un sistema de leva, resorte, amortiguador que obliga la posición horizontal del brazo de bloqueo. Además cuenta con un mecanismo de Ratchet que permite seleccionar el sentido de giro del cubo. El mecanismo del torniquete se diseño tomando elementos de mecanismo conocidos, mediciones, datos de fabricantes y aplicando la teoría básica de diseño de maquinas y mecanismos. El diseño se realizó pensando en procesos sencillos y económicos que permiten la fabricación local de éste equipo a un bajo costo. Uno de los factores determinantes en el costo del equipo es el tipo de leva utilizada; el diseño económico incluye una leva tangencial que típicamente presenta problemas de levantamiento; para solucionar dicho inconveniente se adiciona un sistema de freno de banda que consume parte de la energía cinética del trípode logrando un funcionamiento optimo del sistema y permitiendo un diseño de bajo costo que puede incursionar en un mercado competitivo.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Pedro Díaz Guerrero.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A WAIST-HIGH TURNSTILE ACCESS CONTROL SYSTEM FOR (SISTEMAS Y ELECTRÓNICA AVANZADA LIBRE) SEAL LTDA.

AUTHOR:

Erik Fabián Becerra Rivera ‡

KEYWORDS:

Access Control, Turnstiles, mechanisms, machine design.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to design and build low-cost electromechanical waist high turnstile to be used in a SEAL's access control system, added to electronic hardware and software.

A turnstile is a set of equally spaced arms mounted on a remotely controlled hub to block or allow passage of one person at a time, turning when it has verified an electronic or mechanical signal. The mechanism has a cam, spring and damper system, which forces the horizontal position of the lock arm. It also features a Ratchet mechanism for selecting the direction of rotation of the hub. The mechanism of turnstile was designed drawing from know mechanism, experimental data, manufacturer's Data Sheet and applying the basic theory of machines design and mechanisms. The design was made considering and economic processes that allow local manufacturing of this equipment at a low cost. A determinate factor in the cost of equipment a determinate factor in the cost of equipment is the type of cam is used; economic design includes a tangential cam which typically have lift problems, to solve this problem is added to a band brake system which consumes a part of the kinetic energy of the tripod, achieving an optimal behavior and allowing low-cost design which can break into a competitive market.

‡ Degree Work. [Physics and Mechanics Faculty, School of Mechanical Engineering, Pedro Díaz Guerrero](#)

INTRODUCCIÓN

El control de acceso mediante el uso de torniquetes es ampliamente usado en grandes ciudades desde los años 50's. Actualmente es muy popular en países como Brasil, Rusia y Estados Unidos en donde debido a su cantidad de población requieren control de acceso en casi todo tipo de instalaciones, es de ésta manera que en éstos países se encuentran los principales fabricantes. En Colombia es usado ampliamente en sistemas de transporte masivo, en fábricas, zonas Industriales y edificios de oficinas. Un sector muy específico ha sido seducido por el uso de torniquetes en las ciudades, los gimnasios promedio manejan entre 100 y 400 clientes mensuales dependiendo del tamaño del gimnasio, cuyo control manual es tedioso y a veces inútil, ya que las personas no siempre son constantes en su asistencia, hay nuevos clientes todos los días y otros nunca vuelven. El principal problema según los administradores de éstos lugares es el incumplimiento en los pagos por parte de sus clientes quienes demoran entre uno y seis días en cancelar nuevamente sus servicios, lo que multiplicado por un buen número de personas puede generar pérdidas importantes para el negocio, razón por la cual es necesario implementar un sistema de control de acceso para gimnasios en la ciudad de Bucaramanga y su área metropolitana por medio de torniquetes. El software de asistencia y el hardware electrónico del equipo fueron desarrollados por la empresa **Sistemas y Electrónica Avanzada Libre SEAL Ltda.** Debido a que el objetivo de la empresa era generar localmente el sistema completo fue necesario también diseñar y construir el torniquete.

El diseño del torniquete tiene un gran contenido de geometría, desde lo relacionado con su dinámica hasta la presentación del producto final. En algunos casos fue necesario hacer suposiciones sobre todo en lo referente a la forma como el usuario transita por el torniquete. Algunos datos se obtuvieron experimentalmente, como los resultados de las pruebas sobre amortiguadores hidráulicos comerciales y otros se obtuvieron directamente de los catálogos de fabricantes. Teniendo los datos necesarios basados en los modelos que mejor se adaptaron a cada caso se llevo a cabo un proceso de diseño mecánico de los

componentes del mecanismo. Por último teniendo en cuenta los resultados del diseño mecánico y la adaptación de los componentes electrónicos, se diseñó la estructura del torniquete, su diseño industrial. El proceso de diseño conlleva una etapa experimental de recolección de datos, otra de cálculos y otra de modelado espacial del prototipo.

En el capítulo 1 se describe de forma general que es un torniquete mecánico, su funcionamiento y componentes básicos, de manera que se obtiene una visión general del trabajo que se va a desarrollar; el capítulo 2 contiene el proceso de diseño mecánico y geométrico, selección de componentes del mecanismo de torniquete elegido para la fabricación y datos obtenidos en pruebas. En el capítulo 3 se incluyen los resultados obtenidos, y los planos constructivos de los elementos que hacen parte del torniquete. Al final del libro se encuentran algunas recomendaciones y mejoras sobre el mecanismo, y por último las conclusiones.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. PRELIMINARES

Un torniquete (Turnstile en inglés) se compone de una estructura generalmente metálica y un juego de brazos (en éste caso específico tres brazos) equidistantes que crean una barrera física al acceso de personal; el juego de brazos va montado en un pivote cuyo giro permite el paso de una persona a la vez después ser aprobada una señal electrónica o mecánica usada como requisito de validación. El torniquete se puede dividir en:

Mecanismo de control de dirección y bloqueo: este mecanismo permite bloquear de manera selectiva el giro del juego de brazos, obteniendo combinaciones entre libre y bloqueado en uno u otro sentido; sus componentes básicos son: mecanismo de ratchet (disco dentado y seguros), actuadores y elementos auxiliares.

Mecanismo de control de posición: es el encargado de que el juego de brazos mantenga su posición de equilibrio después del paso de cada usuario; en éste caso particular donde la barrera se compone tres brazos la posición de equilibrio es cada 120° . Este mecanismo tiene una leva tangencial, amortiguador hidráulico, resorte, seguidor de rodillo, soportes y elementos adicionales de montaje.

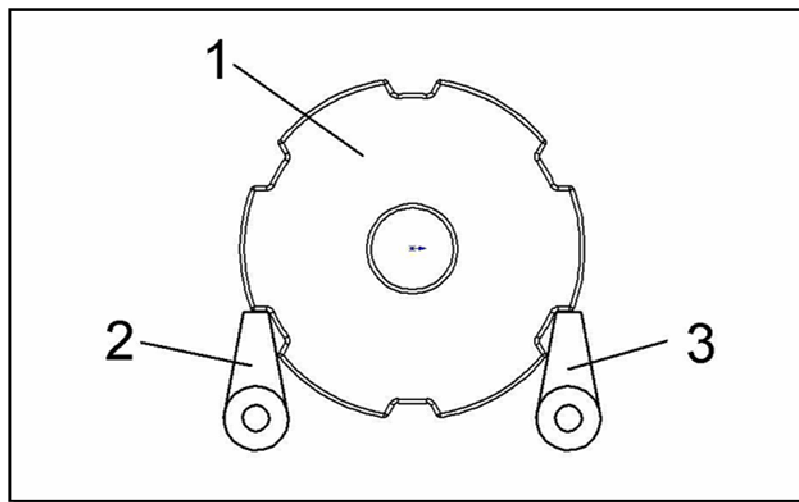
Como se puede ver el torniquete es la unión dos mecanismos perfectamente diferenciados que son, el mecanismo de posicionamiento y el mecanismo de dirección y bloque, los cuales serán explicados brevemente a continuación.

1.2. MECANISMO CONTROL DE DIRECCIÓN Y BLOQUEO

El mecanismo de bloqueo permite que el torniquete realice su función principal de representar una barrera, además de definir el sentido de giro del torniquete; básicamente es un mecanismo de ratchet ampliamente usado en maquinas y

herramientas manuales. Este mecanismo permite elegir entre bloqueo a la derecha, bloqueo a la izquierda además de bloqueo ó desbloqueo en ambos sentidos. El esquema de éste mecanismo se muestra en la Figura1.

Figura 1. Esquema del mecanismo de dirección y bloqueo.

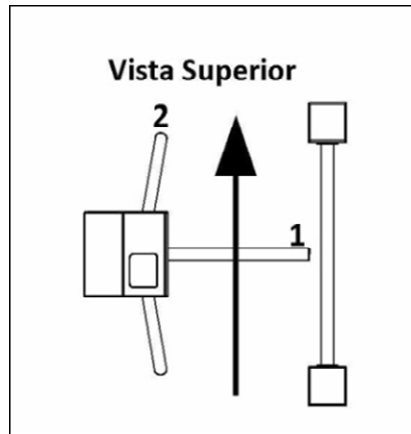


Cuando los dos seguros (2) y (3) actúan (posición mostrada) el disco dentado (1) se encuentra completamente bloqueado. Cuando el seguro izquierdo (2) se deshabilita el sistema queda libre para girar en sentido anti horario debido a que en éste sentido el disco puede levantar el seguro derecho (3); análogamente cuando el seguro derecho se deshabilita el disco queda libre para el sentido horario y bloqueado para el sentido anti horario. Cuando los dos seguros se inactivan el disco queda completamente libre. Cada seguro independientemente debe tener un sistema que lo desactive y un sistema de reposición (resorte) para su activación.

1.3. MECANISMO CONTROL DE POSICIÓN

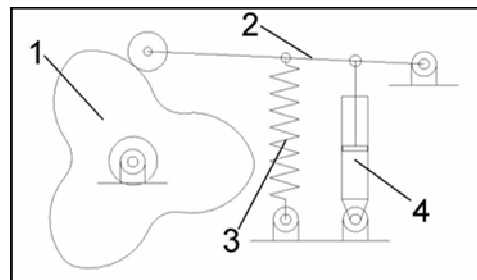
El mecanismo de posicionamiento ó mecanismo de control mecánico de posición es el encargado de forzar la ubicación de los brazos únicamente a divisiones exactas de 120° (para el caso de torniquetes de tres brazos), con lo que se consigue asegurar la posición de equilibrio (1) en el brazo de bloqueo (ver Figura2).

Figura 2. Vista superior del torniquete.



El posicionamiento se logra gracias a un mecanismo de leva (de tres lóbulos) y seguidor oscilante de rodillo cuyo esquema se muestra en la Figura3.

Figura 3. Esquema del mecanismo posicionamiento.



El estado de equilibrio del mecanismo (no mostrado) se consigue cuando el rodillo del balancín (2) se apoya completamente en uno de los valles de la leva (1). El funcionamiento del mecanismo de posicionamiento inicia cuando un usuario transita por el torniquete provocando un giro de la leva (1), hasta que el rodillo del balancín alcanza una de las crestas, en ese momento se han alcanzado los primeros 60° del recorrido total con lo cual se produce la máxima deformación del resorte (3), acumulándose en él la energía potencial elástica que será usada para completar el

giro, con lo que se logrará la misma posición del inicio pero desfasada 120° . El amortiguador hidráulico (4) es el encargado de proporcionar la disipación de energía cinética necesaria para obtener un movimiento suave y además procurar que el balancín logre la nueva posición de equilibrio con el menor número de oscilaciones posibles ya que sin él, el sistema vibraría con amplitudes considerables y además con un tiempo de asentamiento demasiado extenso.

El disco del mecanismo de bloqueo, y la leva del mecanismo de control de posición son solidarios al eje principal del torniquete por lo tanto se mueven junto con el juego de brazos.

2. PROPUESTA DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS

2.1. MÓDULO DE CONTROL DE DIRECCIÓN Y BLOQUEO

2.1.1 Diseño del pivote.

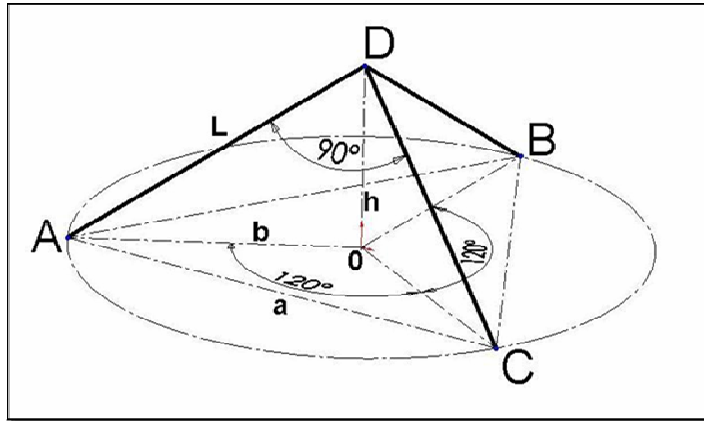
El pivote se diseña partiendo de condiciones geométricas por lo que se puede dimensionar inicialmente, para luego introducir criterios de diseño y definirla completamente; la geometría de la copa es restringida por los ángulos de los brazos, luego influye drásticamente en la forma cómo actúa la fuerza y la velocidad sobre el torniquete. Para dimensionar la copa se deben cumplir las siguientes condiciones:

- ✓ El ancho de paso deseado es de 50 cm¹.
- ✓ La barra de bloqueo (brazo en la posición de equilibrio) debe estar completamente horizontal.
- ✓ Se debe procurar un ángulo plano entre brazos de 90° (al igual que en registradoras de cuatro brazos) ya que brinda comodidad al transitar por el torniquete.

Para determinar la geometría de los brazos se va a usar la notación mostrada en la Figura 4.

¹ El ancho de paso típico en torniquetes es de 50 cm con pequeñas variaciones entre fabricantes. Vale la pena resaltar que precisamente la ventaja de un torniquete sobre una registradora convencional es el ancho de paso versus el ancho ocupado. Un torniquete permite un ancho de paso de 50 cm, ocupando 75 cm, mientras una registradora convencional permite un ancho de paso de 35 cm ocupando un ancho de 80 cm, esto se logra gracias a que en el torniquete el ángulo de rotación no es vertical como en las registradoras convencionales, por lo que los brazos que no están bloqueando el paso permanecen prácticamente verticales sin ocupar un ancho apreciable.

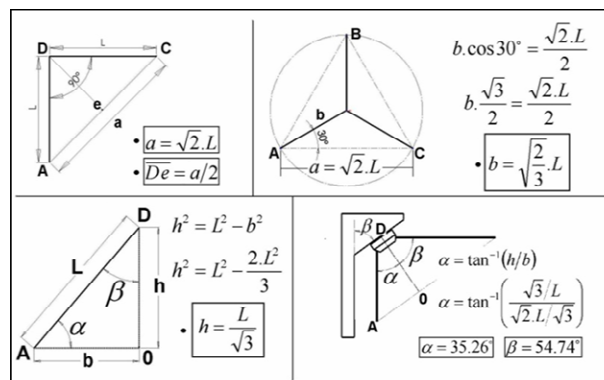
Figura 4. Geometría para el diseño de los brazos.



Teniendo en cuenta que el punto “D” es la intersección imaginaria de los ejes longitudinales de los brazos; se van a hallar las relaciones geométricas entre todas las dimensiones sin dar un valor numérico a “L” ya que aún sabiendo que el ancho de paso es de 50 cm la información no es suficiente para determinarlo de manera efectiva.

En la Figura 5 se determinan las relaciones entre todas las dimensiones de la pirámide de los brazos y la longitud (ficticia) “L”. Además se determina el ángulo de inclinación del eje principal “ α ” y de la pared de la estructura del torniquete “ β ”.

Figura 5. Definición de la geometría de los brazos.



Conocidos los ángulos “ α y β ” se puede iniciar el dimensionamiento de la copa.

Las dimensiones del pivote determinan el ángulo de apertura de los brazos y por consiguiente la forma cómo actúan sobre el sistema la fuerza y la velocidad de entrada del usuario.

La copa se diseña teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

- ✓ Tener el ángulo de salida adecuado para que el brazo de bloqueo quede completamente horizontal.
- ✓ Tener los espesores mínimos para soportar las cargas.
- ✓ La pared cónica debe ser lo suficientemente ancha para permitir, de forma correcta y cómoda, la perforación de los agujeros que alojan los tubos.
- ✓ Permitir torneear la pieza a partir del diámetro comercial menor posible ya que el peso y el costo del material aumenta con el cuadrado de dicha dimensión.

Para iniciar con el dimensionamiento del pivote se debe seleccionar primero el tipo de tubería que se va a usar para los brazos; el diámetro básico de la tubería no influye en el funcionamiento del torniquete, pero si influye en la estética y la comodidad del contacto con el usuario; es común el uso de tubería de 1”, 1.25” y 1.5”; algunos fabricantes usan tubería de 1” que da una apariencia ligera y estilizada, no obstante el diseño que se pretende es robusto sin dejar de lado el estilo por eso la selección es tubería inoxidable AISI 304 ornamental de 1.5” con acabado mate (stainless/carbon steel complex tube). Las características de la tubería se pueden encontrar en catálogos de fabricantes (ver Figura 6). La tubería seleccionada debe ser de acero inoxidable porque tiene continuo contacto con las manos de las personas, además por su presentación y durabilidad.

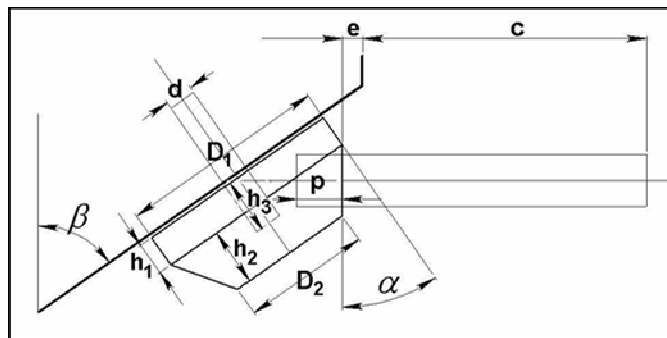
Figura 6. Dimensiones de tubería ornamental.

" "	CALIBRE 22 (0,75 mm)			CALIBRE 20 (0,90 mm)			CALIBRE 18 (1,20 mm)			CALIBRE 16 (1,50 mm)			CALIBRE 14 (1,80 mm)				
	EXTERIOR			INTERIOR			INTERIOR			INTERIOR			INTERIOR				
DIAMETR.	PULG.	M.M.	PULG.	M.M.	PESO	PULG.	M.M.	PESO	PULG.	M.M.	PESO	PULG.	M.M.	PESO	PULG.	M.M.	PESO
3/8	0.375	9.525	0.313	7.950	0,509	0.305	7.746	0,568	0.281	7.137	0,735	0.257	6.527	0,889			
1/2	0.500	12.700	0.438	11.125	1,387	0.430	10.921	1,553	0.406	10.312	2,031	0.382	9.702	2,482			
5/8	0.625	15.875	0.563	14.300	1,756	0.565	14.096	1,969	0.531	13.487	2,590	0.507	12.877	3,168	0.465	11.810	4,500
3/4	0.750	19.050	0.688	17.475	2,126	0.680	17.271	2,387	0.656	16.662	3,152	0.632	16.052	3,889	0.590	14,985	5,300
7/8	0.875	22.225	0.813	20.650	2,496	0.805	20.446	2,805	0.781	19.837	3,713	0.757	19.227	4,593	0.715	18,160	6,067
1"	1.000	25.400	0.938	23.825	2,900	0.930	23.621	3,222	0.906	23.012	4,273	0.882	22.402	5,297	0.840	21,395	7,021
1 1/8	1.125	28.575				1.055	26.796	3,640	1.031	26.187	4,834	1.007	25.577	6,000	0.965	24,510	7,975
1 1/4	1.250	31.750	1.188	30.175	3,700	1.180	29.971	4,057	1.156	29.362	5,394	1.132	28.752	6,704	1.090	27,695	8,290
1 1/2	1.500	38.100	1.438	36.525	4,600	1.430	36.321	4,892	1.406	35.712	6,515	1.382	35.102	8,111	1.340	34,035	10,837
1.663	1.663	42.240	1.601	40.665	5,120	1.593	40.461	5,436	1.569	39.852	7,246	1.545	39.242	9,028	1.503	38,175	12,081
1.9	1.900	48.260				1.830	46.481	6,227	1.806	45.872	8,308	1.782	45.262	10,362	1.740	44,195	13,890
2.36	2.360	59.944							2.266	57.556	10,337	2.242	56.946	12,951	2.200	55,879	17,401
2.5	2.500	63.500							2,406	61,112	11,100	2,382	60,502	13,732	2,340	59,435	18,460
3"	3.000	76.200							2,906	73,812	12,950	2,882	73,202	16,180	2,840	72,135	20,500

Fuente: www.ferretubos.com

En la Figura 6 se indica que el diámetro externo de la tubería INOX de 1,5" es de 38.1 mm, luego la pared cónica debe ser mínimo de 42 mm, lo suficientemente ancha para alojar el tubo y permitir la perforación sin problemas.

Figura 7. Dimensiones de la copa



Observando la Figura 7, se ve que:

$$\cos \alpha = \frac{h_2}{42} \quad (2.1)$$

Además se sabe que $\alpha = 35^\circ$ luego:

$$h_2 = 42 \cdot \cos 35^\circ = 34.4 \quad (2.2)$$

Que para efectos prácticos se considera $h_2 = 35mm$.

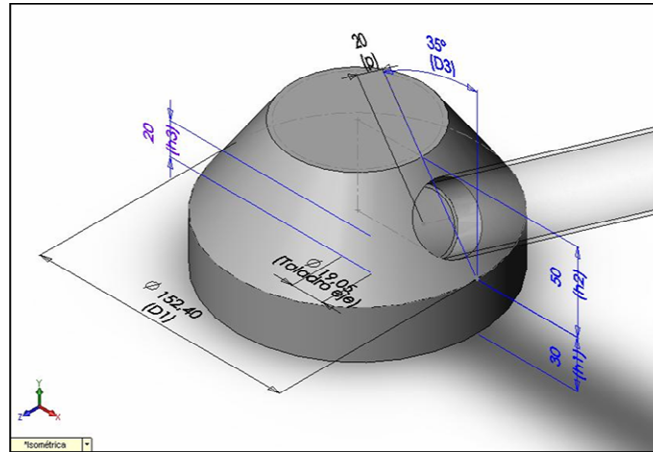
El montaje del eje principal se realiza entre chumaceras para permitir fácilmente la alineación del sistema por lo tanto el diámetro del eje principal es de $d=3/4"$ por ser un diámetro comercial bastante común en chumaceras auto-centrantes disponibles localmente.

Las demás dimensiones mostradas en la Figura 7 pueden variar entre ciertos rangos conocidos, para lo cual se creó un estudio de optimización en SolidWorks basado en los siguientes criterios:

- ✓ El material de la copa es aluminio extruido² por ser más económico y disponible que el duraluminio, su peso es la tercera parte del peso del acero, no requiere acabados superficiales como pinturas, galvanizado o pavonados para ofrecer una apariencia estética y no requiere mantenimiento; además su presentación supera por amplia mayoría a la del acero niquelado ó cromado lo que justifica el pago de su elevado costo.
- ✓ Para la profundidad del agujero (P) en donde se empotra el tubo se tomó un mínimo de 20 mm considerando el largo del tubo ($e+c=500$ mm), el máximo lo determina el diámetro (D_1) de la barra de aluminio inicial.
- ✓ El diámetro de la barra principal (D_1) debe ser suficiente para alojar los tubos con la profundidad final sin permitir que se cruce con la perforación del eje principal o que quede demasiado cerca con lo cual se podría debilitar demasiado la pieza además se sabe que varía desde 4" hasta 6", ya que un mayor diámetro es antieconómico y antiestético.

² La aleación de uso más común para extruido es la 6061 T6 (ver anexo 1).

Figura 8. Dimensiones de la copa para optimizar



La Figura 8 muestra las dimensiones iniciales del pivote. El modelo mostrado es el de mayor volumen, aunque en la iteración realmente no importa cuál sea el modelo inicial.

Se supuso una situación en la cual el sistema se encuentra bloqueado y una persona caminando rápidamente no toma la precaución de verificar si puede o no pasar y choca con el brazo del torniquete por lo cual se consideró una carga de diseño impuesta por un hombre de 100 Kg, cuya velocidad cambia de 2 m/s a 0 m/s en 0.3 s actuando aproximadamente en la mitad del ancho de paso, entonces:

$$m.V_1 - F.\Delta t = m.V_2$$

$$F = \frac{100\text{Kg} \cdot (2\text{m/s} - 0\text{m/s})}{0.3\text{s}} = 667\text{N} \quad (2.3)$$

La resistencia del aluminio utilizado esta en el orden de los 42 a los 45 Ksi según fabricantes, en la base de datos de SolidWorks es de $2,75 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ que es un valor bastante cercano a la realidad, además se consideró un factor de seguridad de 2, con lo cual:

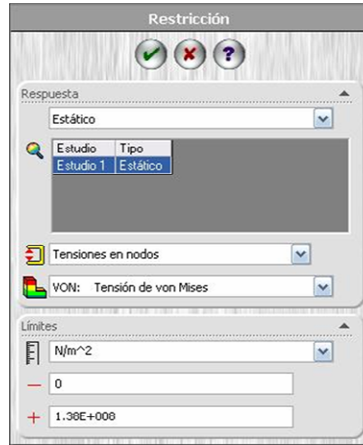
$$\sigma_{amd} = \frac{S_y}{N} = \frac{2.75 \times 10^8 \text{ N/m}^2}{2} = 1.38 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \quad (2.4)$$

Con las anteriores consideraciones se puede crear el estudio de optimización así:

- Material: Aluminum Aloys 6061 T6
- Carga: 670 N, aplicados sobre uno de los tubos a 300 mm de la copa.
- Objetivo: Minimizar volumen.
- Variación de D_1 : desde 4" (101.6 mm) hasta 6" (152.4 mm).
- Variación de D_2 : Dependiente de D_1 .
- Variación de h_1 : desde 15 mm hasta 30 mm.
- Variación de h_2 : desde 35 mm hasta 50 mm.
- Variación de h_3 : desde 20 mm hasta 60 mm.
- Variación de p : desde 20 mm hasta 30 mm.
- Restricción del esfuerzo Von Mises: desde 0 hasta $1.38 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Las anteriores variaciones son las condiciones que determinan el estudio de optimización que se va a realizar. Primero hay que establecer el estudio estático teniendo en cuenta cualquier modelo que se encuentre dentro de los rangos de dimensiones establecidos, luego el programa realiza la iteración de varios modelos que tienen las mismas condiciones de carga, restricciones, material y factor de seguridad mínimo, hasta encontrar el modelo más óptimo según el criterio del diseño, que en éste caso es lograr un volumen mínimo. La Figura 9 resume la restricción de diseño.

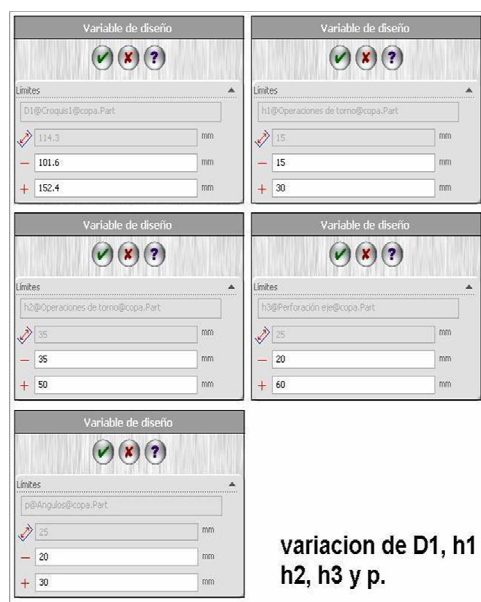
Figura 9. Restricción de diseño de la copa



La restricción de diseño consiste en limitar el máximo esfuerzo que se puede presentar en la copa sin importar el modelo.

La figura 10 muestra los parámetros de diseño que varían en el estudio de optimización.

Figura 10. Variables de diseño del pivote



La Figura 11 muestra una vista general del modelo con la carga aplicada, además el árbol de operaciones con los componentes, materiales, cargas y restricciones, objetivo de la optimización y variables de diseño.

Figura 11. Vista del modelo con estudio estático y optimización

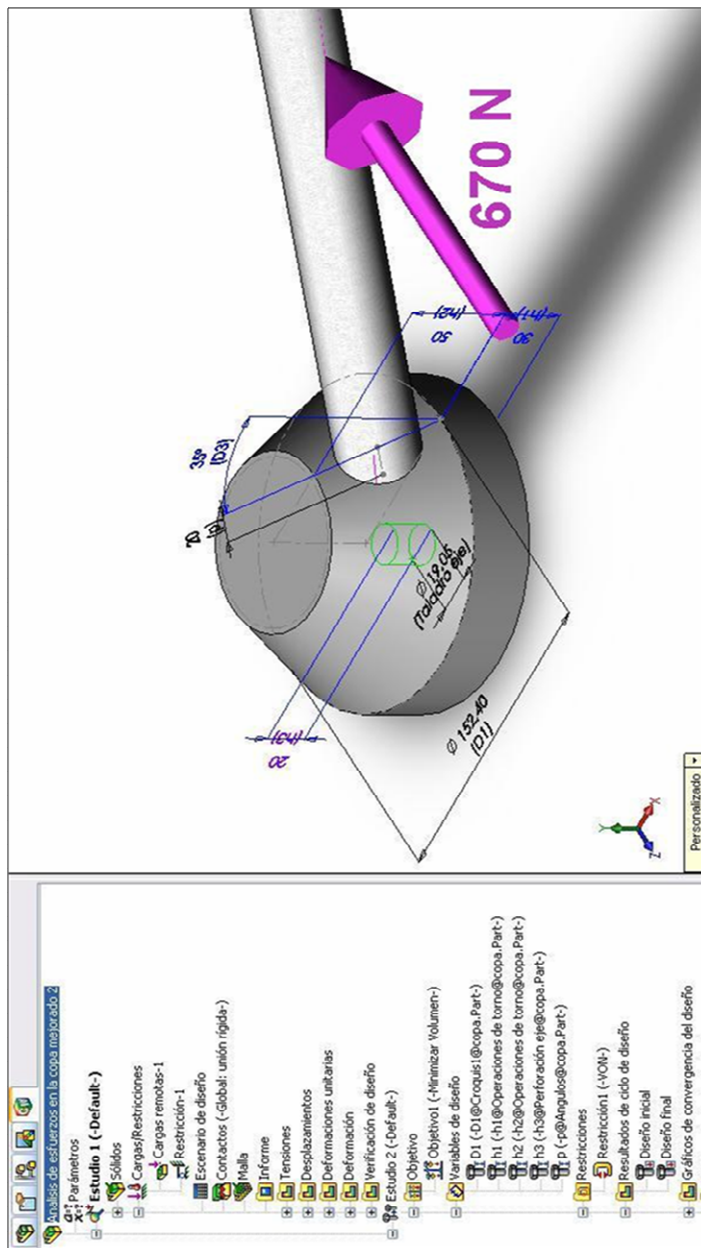
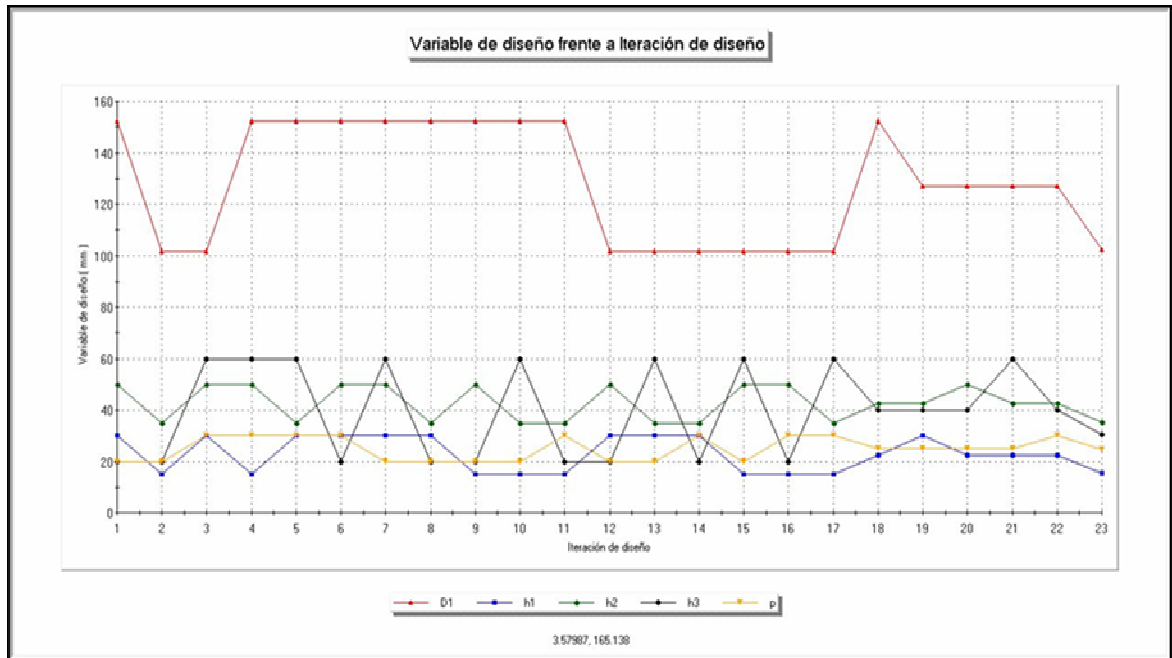


Figura 12. Iteración de diseño del pivote.

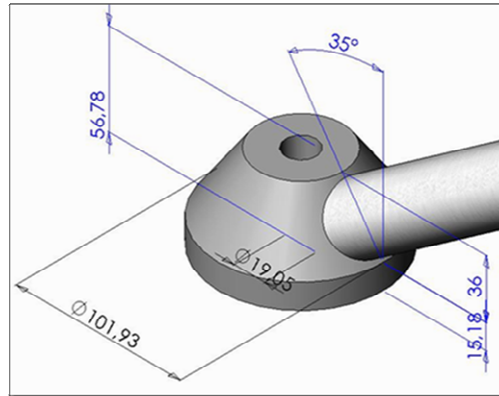


La optimización pretende ahorrar el trabajo de realizar muchos modelos, tener que desarrollar una tabla de diseño, ó desarrollar escenarios múltiples de diseño, por lo cual el modelo final solo es una guía para poder determinar finalmente las medidas adecuadas para la pieza que se está diseñando.

La Figura 12³ muestra los valores que el programa asignó a cada variable de diseño a lo largo de 23 iteraciones, las dimensiones de la iteración correspondiente a la iteración 23 son el diseño final óptimo con el cual se obtienen la resistencia deseada con el menor volumen, cuyo modelo se muestra en la Figura 13.

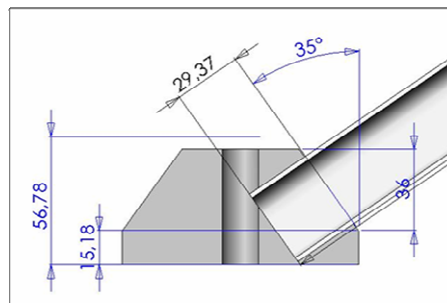
³ Ver detalles en el anexo 2

Figura 13. Geometría del modelo final del pivote



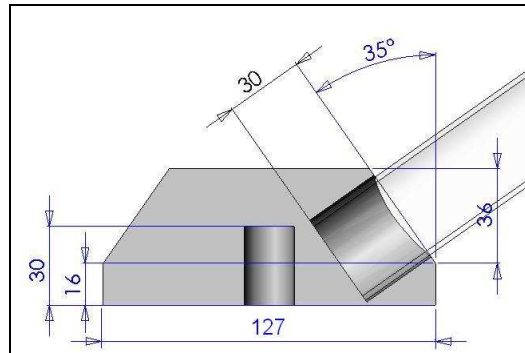
El modelo de la Figura 13 definitivamente es el modelo de menor volumen, sin embargo necesita cambios.

Figura 14. Vista en corte del pivote.



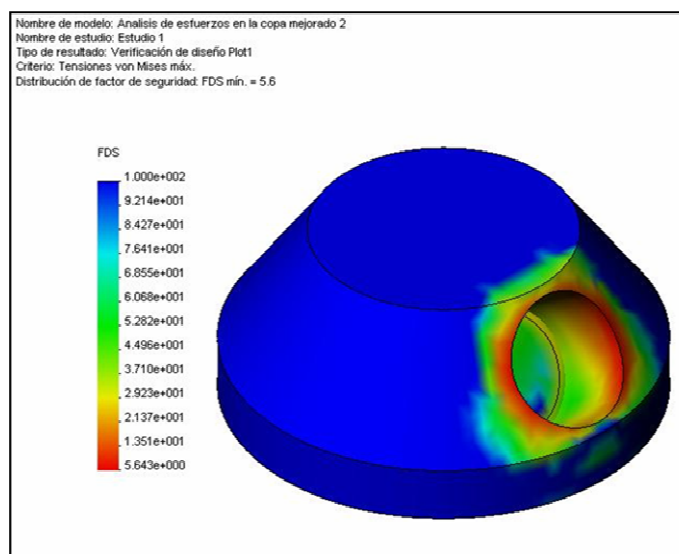
Como puede verse en la Figura 14 el modelo real no puede hacerse con las cotas resultantes ya que el eje principal no puede ser pasante y además la perforación de los tubos no puede entrecruzarse con la perforación del eje principal. El modelo presentado tiene un diámetro mayor $D_1=102\text{mm}$ que es muy cercano a 4", ahora, tener una perforación para los tubos de 30 mm es realmente conveniente por seguridad y estabilidad del montaje, así que es preferible aumentar el diámetro principal al siguiente valor estándar que es de 5" como se muestra en la Figura 15.

Figura 15. Cotas de fabricación de la copa



La verificación de diseño para estas condiciones (Figura 16) muestra un factor de seguridad de 5.6.

Figura 16. Verificación de diseño para la copa



Ahora vale la pena confirmar también el factor de seguridad para una carga que es poco común pero que se debe prever, es posible que alguien se sienta cómodo sentándose sobre el brazo de bloqueo con lo que impondrá la carga de 100 Kg en dirección vertical, la carga aplicada se ha descompuesto en una carga vertical y una horizontal de 70 Kg cuya resultante equivale a 100Kg según muestra la Figura 17. La Figura 18 muestra la verificación de diseño para estas condiciones de carga cuyo

resultado es un factor de seguridad de 3.1; sin embargo es posible en la realidad existan muchas condiciones difíciles de predecir, por ejemplo es posible que la carga no sea completamente vertical, bien sea por la forma de apoyarse la persona, ó por que exista cierta rotación de los brazos con lo que habrá también torsión. Vale la pena comentar que en el acta de entrega del torniquete, (firmado por el cliente) se especifica que la garantía no cubre éste tipo de eventos, ya que no constituyen un uso normal del sistema, sino un abuso.

Figura 17. Aplicación de carga vertical sobre la copa.

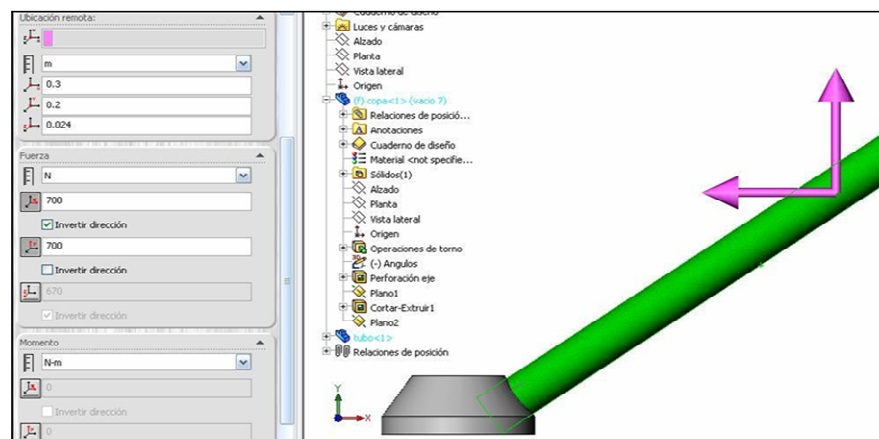
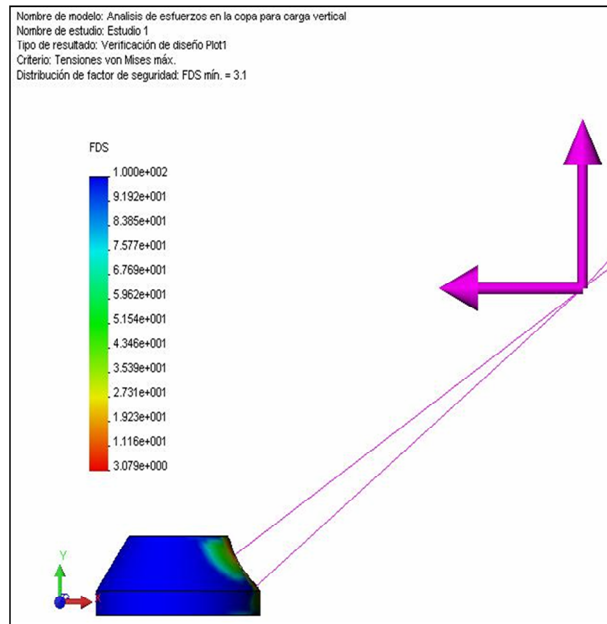


Figura 18. Verificación de diseño del pivote.



2.1.2 Diseño del disco dentado.

El diseño del disco dentado se puede resumir en la designación de cuatro parámetros que son: el diámetro, El perfil del diente, el espesor y el cubo.

➤ Diámetro

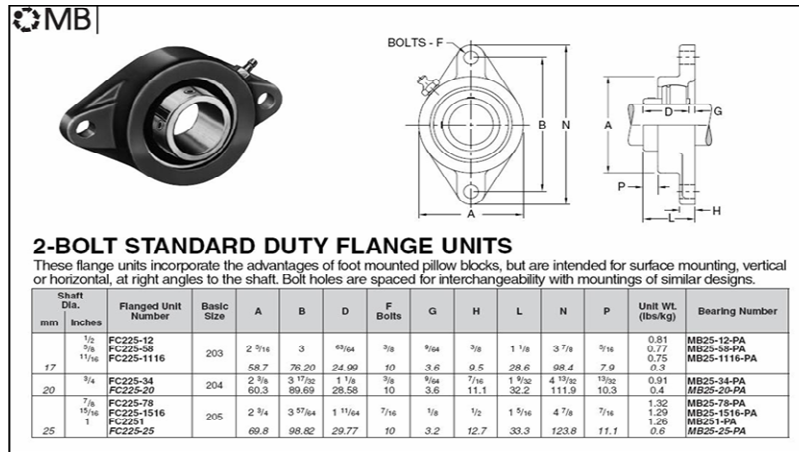
Como se explicó en la sección 1.2 el mecanismo de dirección y bloqueo consta básicamente de un disco dentado y dos seguros; a continuación se va a diseñar el disco cuyos resultados serán usados en el diseño de los seguros.

Para diseñar el disco y los seguros se tiene en cuenta el mismo tipo de estudio estático con el cual se diseño la copa, ya que las condiciones críticas de carga se dan precisamente cuando el seguro está bloqueando el paso, por lo cual la carga de impacto sobre el brazo se transmite a éste mecanismo.

El primer paso es asignar un diámetro básico al disco que este acorde con las dimensiones del mecanismo y que cumpla con condiciones de espacio dentro de la estructura. Como se había mencionado el montaje del conjunto se va a realizar entre

chumaceras por la facilidad con que se realiza, porque ahorra costos de fabricación y porque es flexible respecto a la alineación y centrado. Se utilizaron chumaceras para un diámetro de $d=3/4''$ cuyas dimensiones se muestran a continuación.

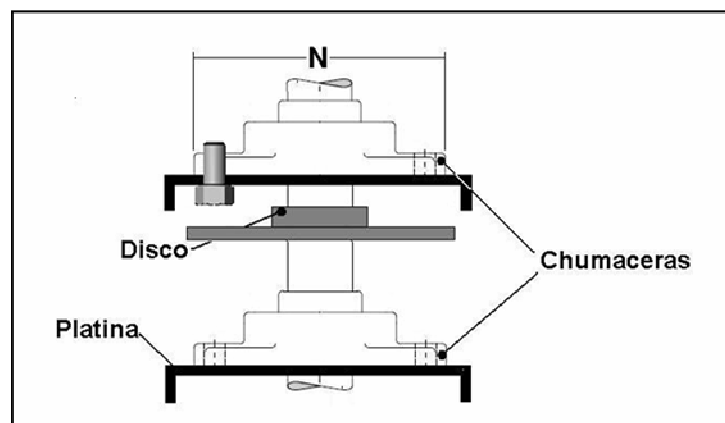
Figura 19. Dimensiones de la chumacera de $3/4''$.



Fuente www.rexnord.com

La dimensión que se va a tener en cuenta en éste momento es el largo total de la chumacera que en el caso de $3/4''$ es $N = 112 \text{ mm}$.

Figura 20. Montaje entre chumaceras de $3/4''$.



En la Figura 20 se ve que tomando dimensiones mínimas el largo de la chumacera $N=112 \text{ mm}$ determina el mínimo ancho de la platina de soporte, además el máximo

diámetro del disco. Para el ancho de la platina se debe tener en cuenta el ancho entre caras de la tuerca para tornillo de 3/8" que es de 0.56" ya que de éste depende el tamaño de la llave o la copa a utilizar. Volviendo a la Figura 3.12 se observa que:

$$\frac{N - B}{2} = 11mm \quad (2.5)$$

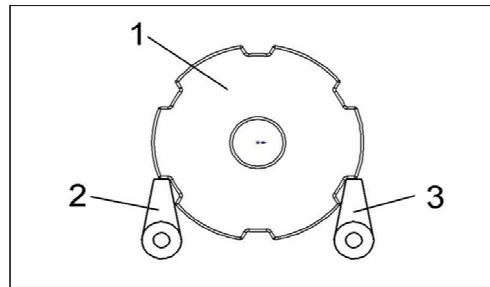
Además la copa para éste tornillo tiene un diámetro de aproximadamente 20 mm es decir un radio de 10 mm, de manera que la copa cabría en una platina con un ancho igual al largo de la chumacera, por esto se determinó escoger un ancho interno de la platina de M=115 mm que limita inmediatamente el diámetro máximo del disco; ahora hay que tener en cuenta que no se tiene ni la ubicación ni las dimensiones de los seguros así que es mejor ser conservativos y asignar al disco un diámetro mucho menor a 115 mm. Para iniciar se va a asignar un diámetro de D=90 mm con lo que se puede iniciar el diseño.

➤ **Perfil del diente.**

(Ver Figura 21) si el seguro derecho (3) está desactivado, el sistema puede girar libremente en sentido horario. Suponiendo que el usuario no transita por el sistema sino que lo manipula manualmente de manera que no es girado totalmente (es decir 120°) sino que gira un ángulo menor en sentido horario y luego trata de girarlo en sentido anti-horario, se puede entender la importancia del número de ranuras ya que ese ángulo (60° en la Figura 21) es el ángulo que el sistema puede rotar en sentido horario y luego retornar a la posición inicial, ese es el ángulo de separación entre ranuras, ya que una vez alcanzado este ángulo el seguro izquierdo (2) bloquea el sistema para el sentido anti-horario. Ésta práctica puede constituir un intento de violación del sistema debido a que, por ejemplo, en una situación en que el torniquete está bloqueado para ingresar a un edificio y libre para salir, el usuario que pretende entrar sin permiso podría devolver los brazos y con algo de incomodidad lograr su objetivo. El número de ranuras debe ser tal que impida dicha situación, lo

cual se logra procurando que el ancho de paso para ese ángulo entre ranuras sea tan pequeño que no permita el paso del usuario deshonesto⁴.

Figura 21. Esquema del disco para el número de ranuras.



Sea “n” el número de ranuras y “λ” el ángulo entre ellas, entonces:

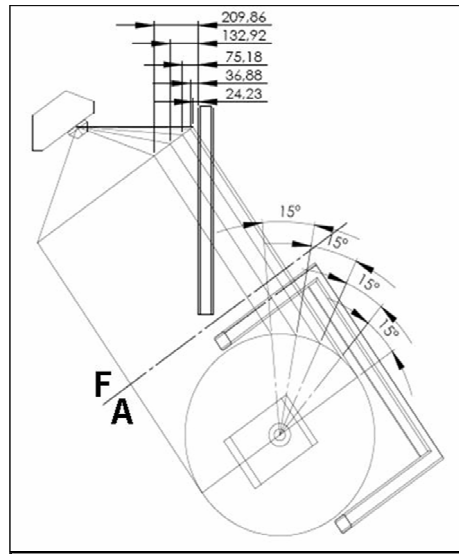
$$\lambda = \frac{360^\circ}{n} \quad (2.6)$$

Hay que procurar que las ranuras no sean demasiadas ya que los costos de mecanizado aumentan. Para ver el efecto del ángulo entre ranuras y el ancho de paso es necesario ubicar la copa en la posición real y fijar el largo de los brazos. La posición de la copa ya está determinada ya que debe ser tal que el brazo de bloqueo sea horizontal, el largo de los brazos también se puede fijar ya que se conoce la profundidad de inserción en la copa, se va a tomar L= 550 mm con lo que se obtiene el ancho de paso deseado de 500 mm aproximadamente para una profundidad de inserción de p=30 mm y una distancia aproximada e=20mm (ver Figura 7). Hay que tener en cuenta que el ángulo resultante debe ser múltiplo 120° para que después

⁴ En principio se pretende evitar la violación del sistema, pero hay que entender que el torniquete es un sistema de control, no de seguridad, por lo cual el concepto de inviolable debe tener las limitaciones obvias, ya que quien lo desee podría simplemente saltar por encima del torniquete, o pasar debajo de los brazos.

de la rotación por el paso de un usuario la nueva división quede ubicada en la posición de su predecesora para permitir el nuevo bloqueo del sistema.

Figura 22. Esquema para determinar el número de ranuras

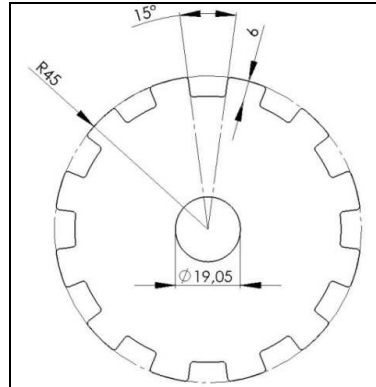


En la Figura 22 se tiene una vista frontal y una vista auxiliar. En la vista auxiliar se muestran divisiones de 15° que deben ser medidas en el plano de rotación que es perpendicular al eje principal del torniquete, en la vista frontal se muestran los anchos de paso resultantes para cada división. La división de 15° da como resultado 24 ranuras y un ancho de paso de 37 mm, pero son demasiadas (los costos se incrementan), la división de 30° da como resultado 12 ranuras y un ancho de paso de 75 mm aproximadamente, mientras que la división de 45° resulta en un ancho de 133 mm pero no es múltiplo de 120° además éste ancho de paso podría permitir el acceso no permitido. 12 ranuras dan como resultado 12 dientes por lo que el arco de cada ranura debe ser de:

$$\frac{360^\circ}{24} = 15^\circ \quad (2.7)$$

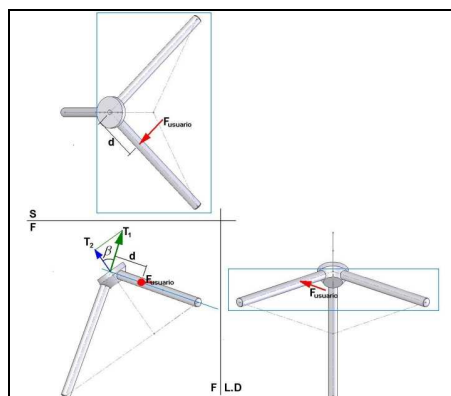
El perfil del disco se muestra en la Figura 23.

Figura 23. Perfil del disco ranurado.



La altura del diente se asignó de 6 mm debido a que el seguro tendrá que desplazarse ésta distancia para liberar el disco y los actuadores eléctricos (solenoides) usados muestran un buen comportamiento de fuerza solo en un determinado rango; si se hubiera elegido una profundidad menor, el sistema quedaría propenso a abrirse a la fuerza, a menos que se usara un resorte de activación suficientemente fuerte, sin embargo esto generaría problemas para el solenoide. La línea de ataque del diente se eligió de manera que solo se ejerza fuerza tangencial sobre el disco.

Figura 24. Descomposición del torque ejercido por el usuario.



Como se observa en la Figura 24 el torque total ejercido por el usuario está dado por:

$$T_1 = F \times d \quad (2.8)$$

El torque puro es el representado en la Figura 24 por T_2 que sería:

$$T_2 = F \times d \times \cos \beta \quad (2.9)$$

Debido a que el ancho de paso es de 500 mm el usuario ejerce la fuerza aproximadamente a $d=300$ mm, recordemos además que dicha fuerza se calculó como $F= 67$ kg, de modo que:

$$T_2 = 67kg \times 300mm \times \cos 55 = 11529kg.mm \quad (2.10)$$

Ahora, el torque $T_2=11529$ Kg.mm es contrarrestado por la reacción en el disco, que se da en el punto de contacto con el seguro, es decir en el punto medio del plano de profundidad de cada ranura luego el brazo de la reacción será de $d_{disco} = 45 - 3 = 42mm$, de manera que se tiene la siguiente ecuación de equilibrio estático:

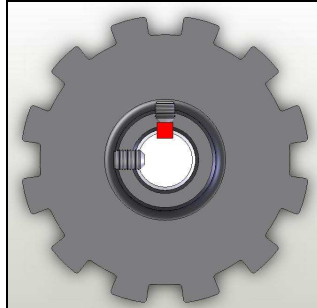
$$F_{diente} \times 42mm = 11529Kg.mm \quad (2.11)$$

$$F_{diente} = 275kg \quad (2.12)$$

➤ **Espesor**

El estudio estático se realizó con la condición de carga anterior para un disco ranurado, cortado sobre lámina Cold Rolled de $\frac{1}{4}$ "; la Figura 25 muestra la condición de apoyo usada comúnmente para transmisiones por medio de cuñas cuadradas. La cuña está acompañada típicamente por un tornillo prisionero.

Figura 25. Esquema de montaje del disco.



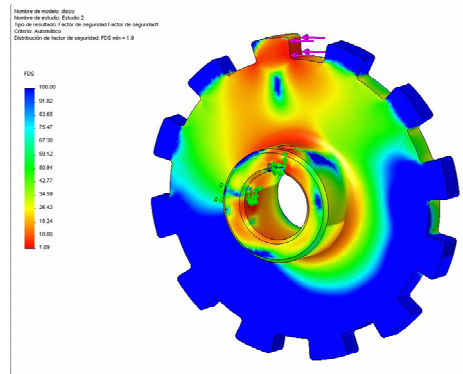
Por recomendación la cuña usada debe tener un ancho igual a la cuarta parte del diámetro del eje, así que en este caso se usó una cuña de 3/16". Con el montaje del disco como se muestra en la Figura 26 se puede crear un estudio estático bastante cercano a la realidad.

Otra recomendación es que el cubo tenga de largo por lo menos el diámetro del eje, así que se eligió un cubo, que junto con el espesor del disco suman 20 mm (3/4"), los prisioneros usados tienen un diámetro de 3/16" debido al ancho de la cuña.

Figura 26. Condiciones de carga del disco con cubo y cuñero.



Figura 27. Verificación de diseño para el disco.



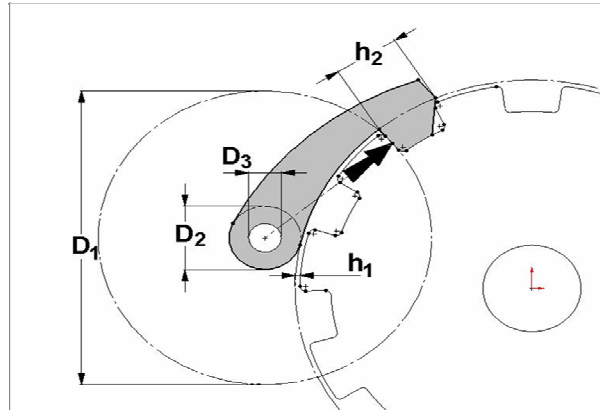
Respecto al estudio anterior es claro que el torque se transmite del eje al disco, por medio de la cuña y el prisionero, lo que genera una fuerza reactiva en el diente del disco, sin embargo como se conoce el valor de la reacción con anticipación, se puede colocar la reacción como fuerza activa, y ver el efecto de esta fuerza en el cuñero y en el agujero del prisionero, además es más fácil modelar de ésta manera.

2.1.3 Diseño del seguro.

El diseño del seguro se realizó teniendo en cuenta las siguientes observaciones:

- ✓ Debido a que la fuerza sobre éste es de 275 Kg es mejor diseñarlo para que trabaje a tensión y evitar así el efecto de columna.
- ✓ La línea de acción de la fuerza debe pasar por el eje del seguro para evitar que se pueda abrir al forzar el torniquete en un sentido o que se trabe al forzarlo en sentido opuesto.
- ✓ Se va a considerar una carrera útil del solenoide de $C_{sol} = 2mm$. (debido a la fuerza de activación).

Figura 28. Geometría para la construcción del seguro.



➤ Perfil del seguro

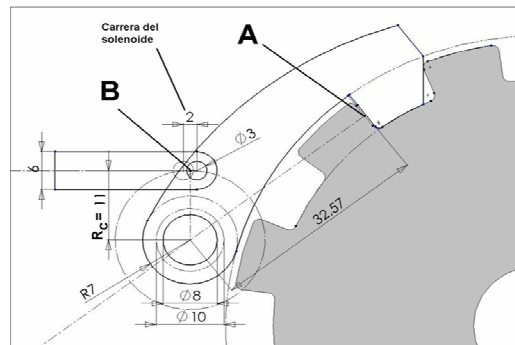
En la Figura 28 se expresan de forma gráfica las condiciones que se deben cumplir en el diseño del seguro: el seguro trabaja a tensión, la línea de acción de la fuerza pasa por el eje de rotación de manera que no hay empotramiento ni tampoco riesgo de apertura forzada, el seguro actúa en un sentido y se abre en sentido opuesto (mecanismo de Ratchet), ahora se determinan los valores de las cotas mostradas.

h_1 determina la holgura entre el diámetro externo del disco y el borde interno del seguro; depende de la precisión que se tenga en la fabricación de las piezas y la alineación del eje de rotación del seguro respecto al eje principal del torniquete, no puede ser demasiado amplia debido a la geometría del seguro ya que para que la línea de acción de la fuerza pase por el centro de rotación del seguro el círculo con diámetro D_2 debe ser tangente al círculo de construcción externo al disco, de manera que para una holgura demasiado amplia se tendrá un diámetro D_2 demasiado grande. Ahora si se tuviera certeza respecto a la construcción y montaje de las piezas, la holgura podría ser muy pequeña, pero para evitar posibles interferencias se consideró una holgura de 1mm; $D_3=8\text{mm}$ quedó determinado con el diseño del eje del seguro; h_2 debe ser mayor al ancho externo de la ranura para que el seguro se abra fácilmente por la rotación del disco (sentido anti-horario en la Figura 28).

$$S_{RANURA} = 45mm \times 15^\circ \times \frac{\pi}{180^\circ} = 11.78mm \quad (2.14)$$

$$h_2 = 13mm \quad (2.15)$$

Figura 29. Construcción geométrica del seguro



Respecto a la Figura 29 hay varios comentarios:

- ✓ Los diámetros de 8 mm y 10 mm son las cotas correspondientes al eje del seguro (la cota de 10 mm es el cambio de sección del eje).
- ✓ La carrera del solenoide $C_{sol}=2mm$ se tomo lo más rectilínea posible para permitir un movimiento suave del vástago del solenoide.
- ✓ El área de corte del eje del seguro resultante es de $A= \pi.(4mm)^2= 50 mm^2$ de manera que el bloque cortante en la sección del agujero de 10 mm en el seguro debe tener mínimo ésta área de corte para obtener un factor de seguridad cercano a $N=2$, entonces:

$$A_{CORTE} = (D_2 - D_3) \times t_{SEGURO} \quad (2.16)$$

$$D_2 = \frac{A_{CORTE}}{t_{SEGURO}} + D_3 = \frac{50}{6.35} + 8 = 15.8mm \quad (2.17)$$

Por las condiciones geométricas con $D_2=16$ mm se obtiene un largo del seguro de 34 mm, se sabe que se necesita un recorrido en el punto A de 6mm para que el seguro sea completamente liberado, se sabe que el recorrido lineal del punto B es de 2mm, entonces:

$$\frac{2mm}{R_c} = \frac{6mm}{34} \quad (2.18)$$

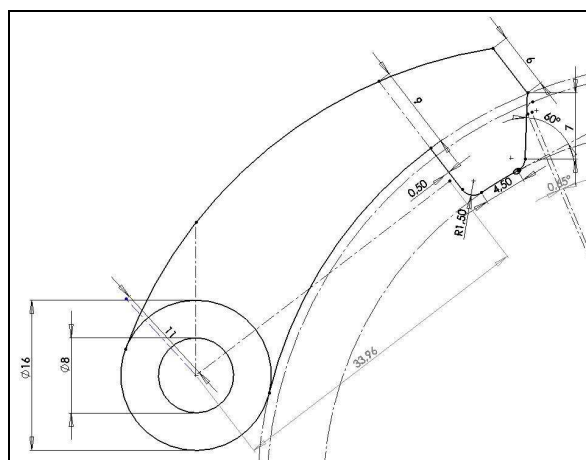
Luego R_c el radio del punto de conexión debe ser de 11 mm.

$D_1=2 \times 32.57= 65$ mm cuidando que el seguro sea liberado sin interferencias, ya que el más mínimo choque o rozamiento, puede impedir la correcta acción del solenoide.

Volviendo a la Figura 29, la punta del seguro debe tener forma de cuña para que sea levantado por el disco al girar en sentido anti-horario.

Los detalles geométricos de la construcción del seguro se muestran a continuación, las medidas mostradas cumplen con las características mencionadas anteriormente.

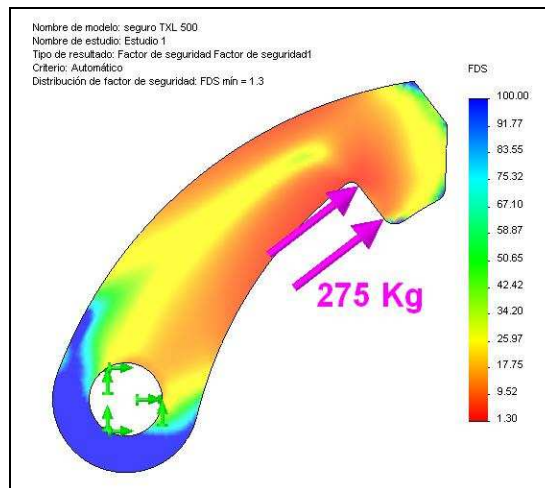
Figura 30. Detalles constructivos del seguro.



➤ Espesor del seguro

Ahora, una vez establecido el perfil del seguro, su diseño mecánico se reduce a darle el espesor adecuado. Se realizó un estudio con el disco cortado el lámina de C.R 1045 3/8" resultando un factor de seguridad de $N=1.3$, que está bien a pesar de no ser $N=2$ ya que en el caso supuesto hay una exageración de la carga, de manera que al actuar la carga de trabajo el factor de seguridad aumenta.

Figura 31. Verificación de diseño del seguro.



2.2. MÓDULO DE CONTROL DE POSICIÓN

2.2.1 Disposición del mecanismo.

La organización del mecanismo debe tener en cuenta las siguientes condiciones:

- ✓ El resorte debe trabajar a tensión ya que su montaje es más sencillo, no tiene pandeo, es más fácil de pretensar y tiene menos exigencias de fabricación.
- ✓ Se debe aprovechar lo mejor posible el espacio, es decir debe tenerse la mínima área, la mejor relación base-altura del área ocupada y debe estar acorde con las dimensiones esperadas de la estructura del torniquete.

- ✓ La organización resultante debe permitir el cambio sencillo de piezas y el pretensado manual del resorte, además de la verificación visual del estado del amortiguador.
- ✓ Tener en lo posible las mejores relaciones de distancia entre las partes, por ejemplo evitar deformaciones muy grandes en el resorte, demasiado recorrido angular del amortiguador, necesitar un resorte muy grande ó trabajar muy cerca de los topes del amortiguador.

Para iniciar con la organización del mecanismo se va a partir de datos conocidos como la geometría del amortiguador y las dimensiones esperadas de la estructura.

Datos del amortiguador:

- Distancia entre centros completamente abierto=180 mm.
- Distancia entre centros completamente cerrado= 130 mm.
- Diámetro cilindro= 34 mm.
- Datos de la estructura:
- Profundidad máxima= 35 cm.
- Ancho máximo= 30 cm.
- Ángulo de la pared del mecanismo con la vertical= 55°.

Para la organización de las piezas se usó la herramienta de bloques en los bocetos de SolidWorks lo que permitió ver fácilmente los resultados geométricos de las distintas posibilidades de organización del mecanismo. La Figura 32, 33 y 34 muestran las dimensiones del bloque del cilindro del amortiguador, vástago de amortiguador y resorte respectivamente; aunque obviamente no se conocen las dimensiones del resorte, si se puede crear un bloque con un tamaño más o menos proporcionado con el resto del mecanismo, además lo que se está buscando en éste momento es la organización del mecanismo no las cotas de montaje.

Figura 32. Bloque del cilindro del amortiguador.

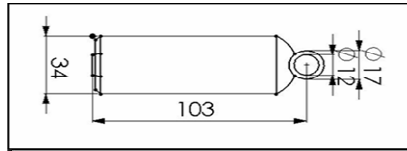


Figura 33. Bloque del vástago del amortiguador.

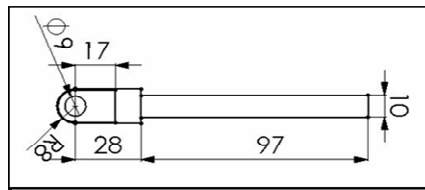
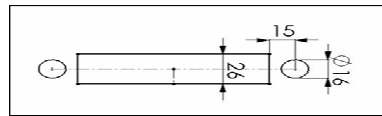


Figura 34. Bloque del resorte.



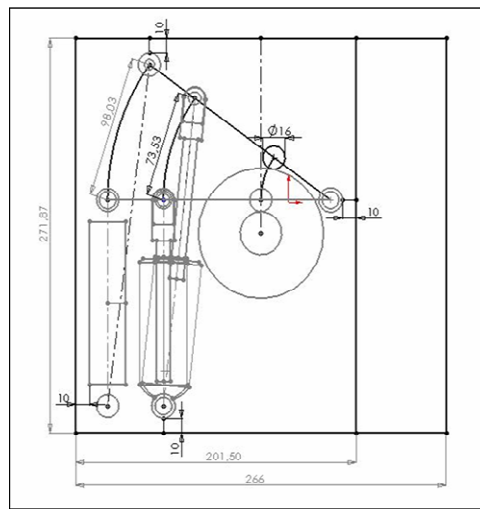
El objetivo es crear bocetos con diferentes configuraciones y ver cual se acomoda más a las condiciones nombradas al comienzo de ésta sección.

Debe notarse que en las configuraciones mostradas a continuación la posición del resorte puede intercambiarse con la del resorte, ya que por ahora solo se está analizando el espacio ocupado, una vez elegida la configuración se decidirá cuál es la posición del resorte y cual la del amortiguador.

El tamaño de la leva se puede suponer más o menos ya que se conoce el diámetro del disco, entonces, si se espera que el mecanismo quepa en un determinado espacio la leva debe tener como máximo el diámetro que permita que el rodillo en una de sus crestas no produzca interferencias con un círculo imaginario de máximo 110 mm de diámetro (ver diseño del disco), además por ahora se compara la relación de base altura de las áreas ocupadas, y no el valor numérico de la misma.

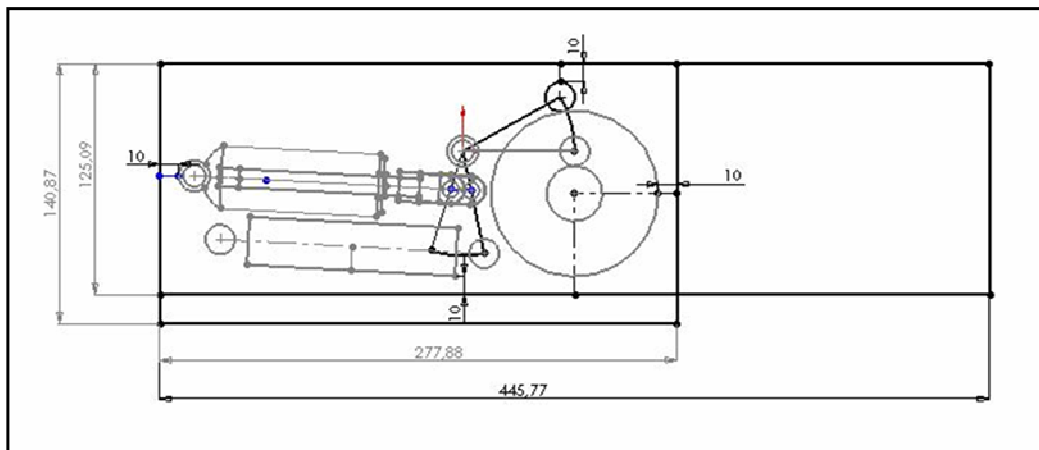
La configuración 2 (Figura 36) muestra a primera vista un problema, la deformación del resorte es excesiva (hay que recordar que el resorte trabaja con carga cíclica) y puede que la carrera del amortiguador no alcance, o que trabaje demasiado cerca de los topes, no vale la pena analizar áreas.

Figura 36. Configuración 2 para el mecanismo.



La configuración 3 consiste de un seguidor quebrado con lo que se ahorra espacio además se ve más organizada que las dos anteriores, dicha configuración y las áreas resultantes se muestran a continuación:

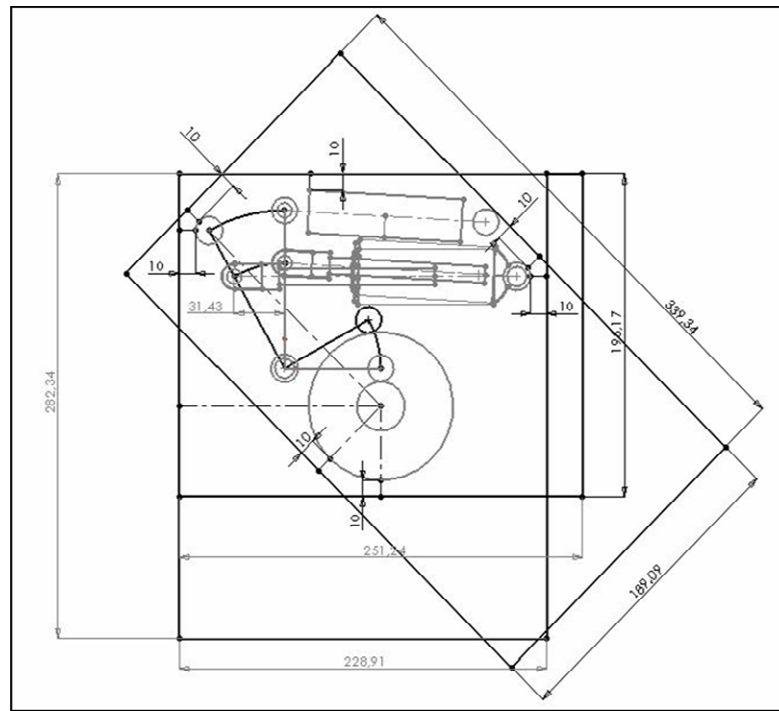
Figura 37. Configuración 3 para el mecanismo.



3a) $445.77 \times 125.09 = 55761$

3b) $277.88 \times 140.87 = 39145$

Figura 38. Configuración 4 para el mecanismo.



Con la configuración mostrada en la Figura 38 se tienen las siguientes relaciones de área:

4a) $251.24 \times 195.17 = 49035$

4b) $282.34 \times 228.91 = 64630$

4c) $339.34 \times 189.09 = 64166$

De todas las configuraciones anteriores las que tiene una menor área resultante son:

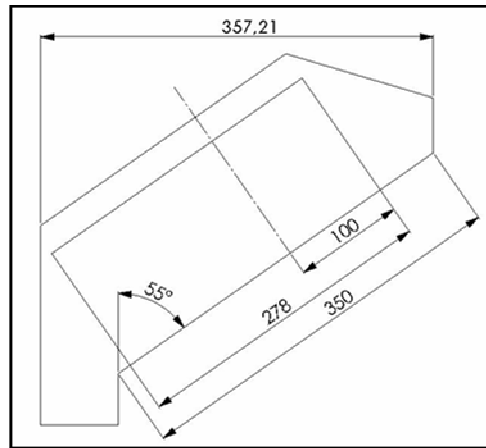
3b) $140.87 \times 277.88 = 39145$

4a) $251.24 \times 195.17 = 49035$.

Sin embargo hay algo que decir de la configuración 3.b y es que la relación base altura no es la deseada ya que para que la altura del rectángulo tenga 278 mm es

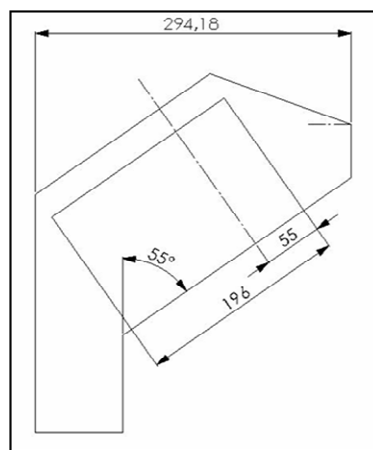
necesaria una profundidad en la estructura de 357 mm según se muestra en la Figura 39.

Figura 39. Vista frontal configuración 3.b.



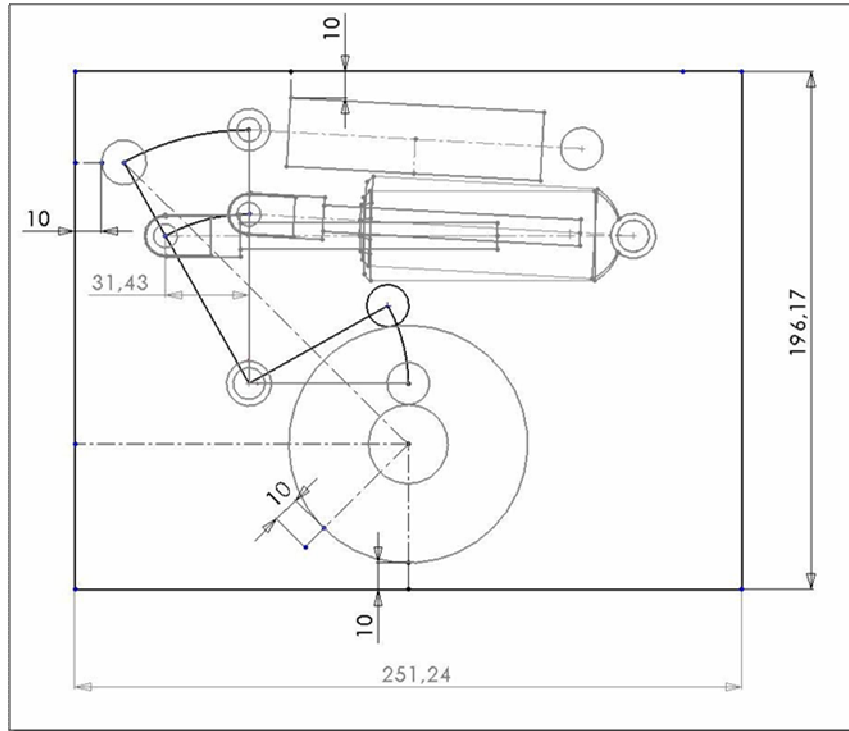
En cambio para la configuración 4.a) se necesitan solo 295 mm según lo muestra la Figura 40.

Figura 40. Vista frontal configuración 4.a.



Por lo anterior la configuración elegida fue la mostrada en la Figura 41.

Figura 41. Distribución elegida para el mecanismo.



2.2.2 Datos del amortiguador.

En ésta sección simplemente se va a resaltar la ecuación para su comportamiento obtenida mediante la prueba descrita en el anexo 4.

La formula obtenida es:

$$F = \frac{V^{1.95}}{69} + 1.5 \quad (2.19)$$

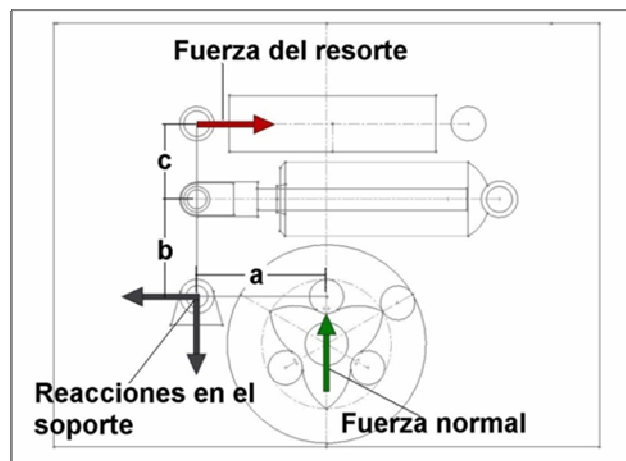
La formula permite obtener la fuerza generada en el vástago del amortiguador para una velocidad dada, es decir su constante de amortiguamiento.

2.2.3 Diseño de la leva

Con la configuración escogida para el mecanismo se tiene una carrera del amortiguador de 31 mm que es posible ya que la carrera máxima es de 50mm. Ahora hay algunas condiciones geométricas y criterios de diseño que ayudaron a definir cotas importantes del mecanismo:

- ✓ Cuando el rodillo del seguidor descansa sobre un valle de la leva la fuerza normal debe pasar por el eje principal para que no ejerza ningún torque (estado de equilibrio estático) según lo muestra la Figura 42.

Figura 42. Fuerza normal sobre el rodillo, en reposo.

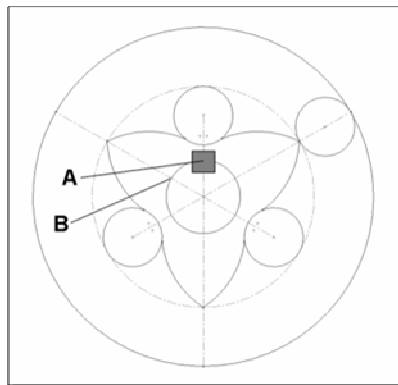


Según lo anterior es claro que la barra del seguidor que contiene al rodillo debe ser horizontal, en la Figura 42; además su longitud, es decir la cota "a", debe ser pequeña para que la relación entre la fuerza normal y la fuerza del resorte permita el uso de un resorte de poca fuerza con lo cual se reduce la tensión sobre el mismo, sobre su soporte y sobre el mecanismo en general aunque esto aumenta el recorrido angular del seguidor oscilante.

➤ **Diámetros principales de la leva**

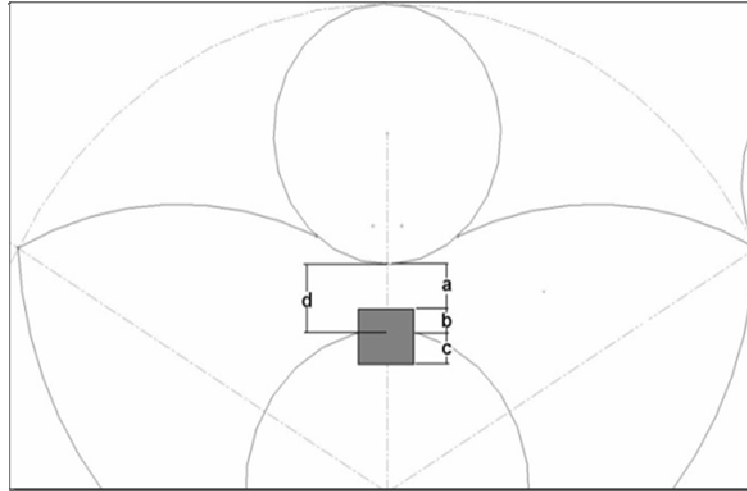
El diámetro del eje principal se conoce $d=3/4"$. Se sabe que se va a realizar un ensamble con cuña cuadrada o aplanada, y según recomendaciones el ancho de la cuña debe ser la cuarta parte del diámetro del eje luego se conoce la sección transversal de la misma.

Figura 43. Posición de la cuña.



La Figura 43 muestra la posición de la cuña; evidentemente haber elegido el punto "A" y no el "B" constituye un error de diseño ya que se debilita la pieza, sin embargo la elección se tomó pensando en la comodidad al momento de fabricar, ya que realizar una perforación perfectamente radial (o lo más cercano posible) es bastante complicado al hacerlo en una cresta, inclusive el solo hecho de iniciar una perforación en una superficie convexa representa ciertas dificultades, además por la geometría es más fácil suavizar los bordes generados al taladrar sobre la superficie cóncava del valle de la leva. En la dirección radial se debe respetar la holgura aconsejada para evitar que la cuña se pegue, además se debe usar un tornillo prisionero para asegurar el ajuste; se eligió un tornillo de $5/32"$.

Figura 44. Detalle de las dimensiones de la cuña.



La Figura 44 muestra un detalle del montaje con cuña y las dimensiones involucradas. Ya se sabe que la cuña tiene un ancho de $3/16$ ", de manera que deben definirse las cotas restantes. Se puede usar una cuña aplanada de manera que su altura sería de $1/8$ " o usar una cuña cuadrada estándar un poco más profunda (distancia c) y desgastada, la opción que se eligió fue la segunda debido a que el desgaste se utilizó para mejorar el ajuste, las dimensiones elegidas fueron las siguientes:

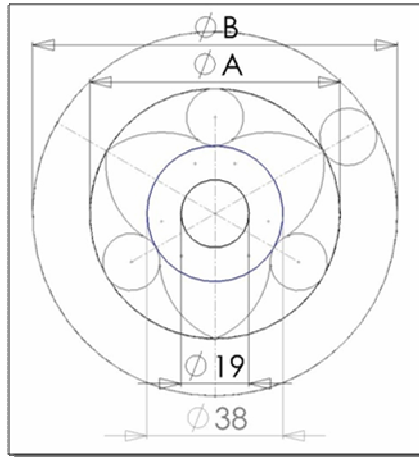
$$c = 2.5mm$$

$$b = 2mm$$

$$a = 7mm$$

La elección de "c" y "b" no está muy lejos de las recomendaciones ya que la profundidad de la cuña es prácticamente la mitad de la altura. La distancia "a" se eligió teniendo en cuenta que el tornillo prisionero debe quedar completamente oculto y que el más corto fácil de conseguir tiene una longitud de $1/4$ ". De lo anterior se puede concluir que la distancia "d" debe ser de 9 mm como mínimo, con lo que se obtiene el diámetro del círculo que define los valles de la leva.

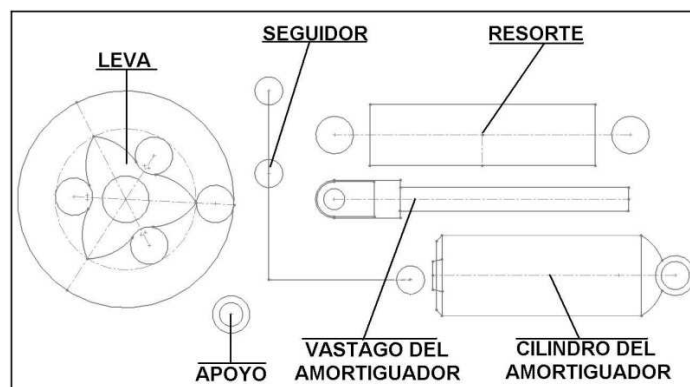
Figura 45. Definición de los valles de la leva.



Lo siguiente es definir el diámetro A y B de la Figura 45 que determinan la altura de las crestas de la leva y el área total necesaria. Para definir la altura de las crestas hay que tener en cuenta:

- ✓ La altura de las crestas determina la deformación del resorte, y por consiguiente la fuerza de activación del mecanismo.
- ✓ La altura de la cresta es totalmente independiente de la curva que la une con los valles (el perfil de la leva).

Figura 46. Bloques de construcción del mecanismo.

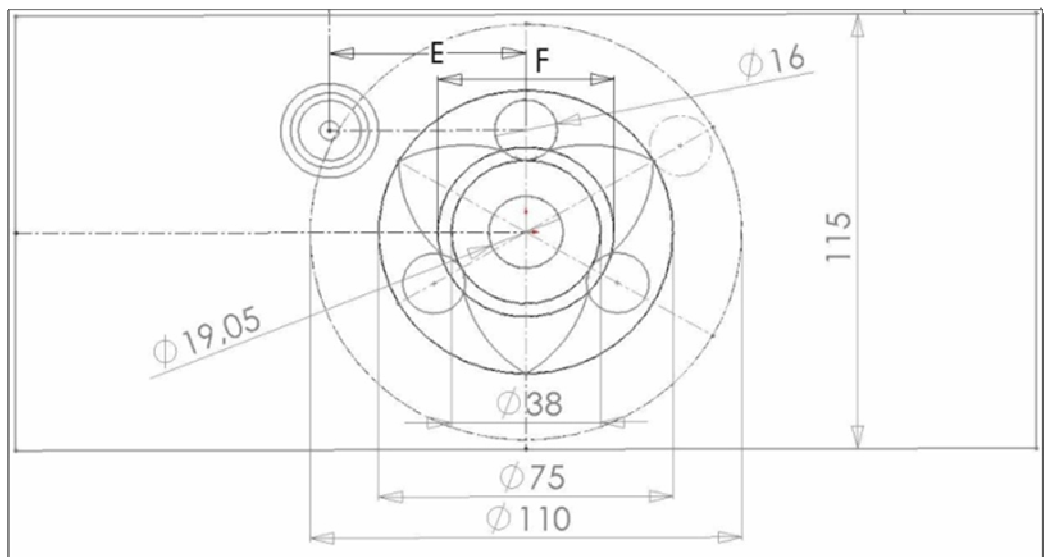


En la Figura 46 se muestran los bloques de los componentes del mecanismo; la ventaja de crear bloques independientes es que cada uno es editable por separado y conservando sus relaciones con los demás, además el proceso es rápido por no ser sólidos sino simplemente bocetos que una vez definidos pueden dar origen a las piezas. Se deben crear entre dichos bloques las relaciones pertinentes ya que de estas depende el diseño final de las piezas.

En la sección 2.1.2 se determinó el ancho de la platina de soporte del mecanismo $M=115$ mm, se debe crear un bloque que limite el espacio para tener en cuenta este aspecto antes de crear piezas.

La Figura 47 muestra el dimensionamiento externo de la leva, con el cual se puede tener una idea cercana del área real ocupada por el mecanismo teniendo en cuenta las dimensiones de la leva determinadas hasta el momento y el ancho elegido para la platina.

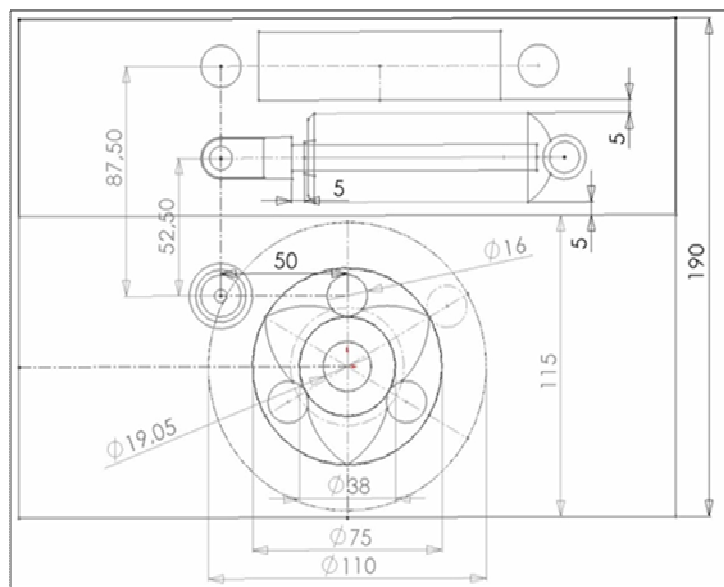
Figura 47. Dimensionamiento externo de la leva.



➤ Perfil de la leva

Ahora se debe diseñar el perfil de la leva para lo cual hay varios métodos propuestos en los textos de mecanismos. Por lo general se diseña el perfil de la leva dependiendo de diagramas de desplazamiento conocidos y aplicando curvas estándar como la cicloidal, la parabólica, de velocidad constante etc. En el caso particular del mecanismo de torniquete se empleó el método de construcción gráfica por medio de arcos debido a que es una aplicación de muy baja velocidad, además como el comportamiento dinámico del mecanismo depende del diseño del resorte, de la constante amortiguamiento, de la posición del resorte y amortiguador, de la velocidad de paso del usuario, de las relaciones de distancia entre leva y seguidor y además de todos los radios de curvatura de la leva de forma simultánea, es más práctico diseñar primero el perfil de la leva con formas sencillas y luego obtener los diagramas de desplazamiento para determinadas cotas. En éste momento es necesario fijar la distancia de acción del rodillo es decir la cota "E" de la Figura 48 ya que está involucrada con el comportamiento del mecanismo.

Figura 48. Cotas preliminares del seguidor oscilante.

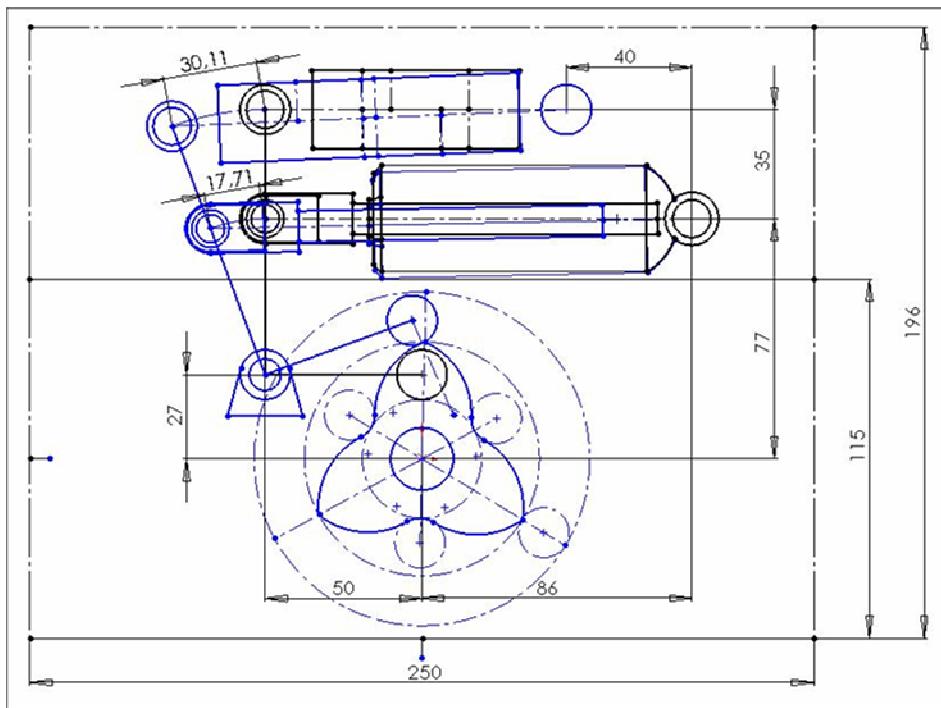


En la Figura 48 se muestran las cotas principales del seguidor oscilante. Por cuestiones de facilidad de fabricación se eligió una leva tangencial, por lo cual hay que tener en cuenta, al momento de diseñar el seguidor, evitar la interferencia de los perfiles de éste y de la leva durante el movimiento y reposo del mecanismo, razón por la cual la cota "E" de la Figura 47 tiene un valor de 50 mm (en la Figura 48) que permite diseñar un perfil suave del seguidor que evite dicha interferencia, además cumple con otras condiciones necesarias como:

- Ser lo más corta posible.
- Producir una carrera del amortiguador inferior a 50 mm.

Con las medidas establecidas hasta ahora se pueden comprobar interferencias tal como lo muestra la Figura 49.

Figura 49. Dimensiones del mecanismo de posicionamiento.



La Figura 49 muestra el mecanismo de posicionamiento con el balancín en sus dos posiciones extremas; en ésta configuración se tuvieron en cuenta los diámetros ya definidos de la leva, además se muestran las carreras correspondientes del amortiguador y resorte. Los rodamientos que se usaron en el seguidor tienen un diámetro externo de 16 mm, dato que se requiere para realizar el trazado de la leva. También debe notarse que se cumplen con todas las condiciones de espacio impuestas con anterioridad y que el movimiento que se produce en el resorte y amortiguador no produce choques ni interferencias. Las cotas de la leva solo se presentan de forma preliminar, ya que las cotas finales son las resultantes de la simulación dinámica, debido a que los factores que influyen en el movimiento son variados.

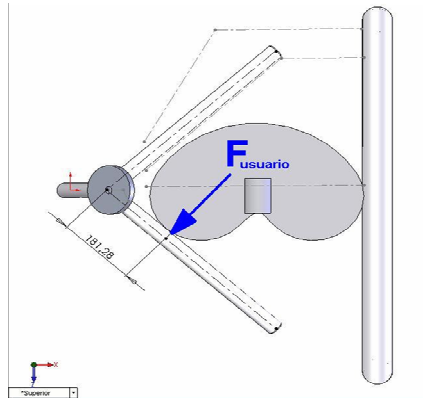
2.2.4 Simulación dinámica

Conocidas las condiciones de espacio, se pueden determinar las cargas sobre el resorte, ya que se conocen los datos geométricos dentro del mecanismo y del trípode del torniquete, además de las propiedades del amortiguador. A continuación se describen de forma independiente los factores que se tuvieron en cuenta para realizar la simulación dinámica del sistema.

➤ Fuerza del resorte

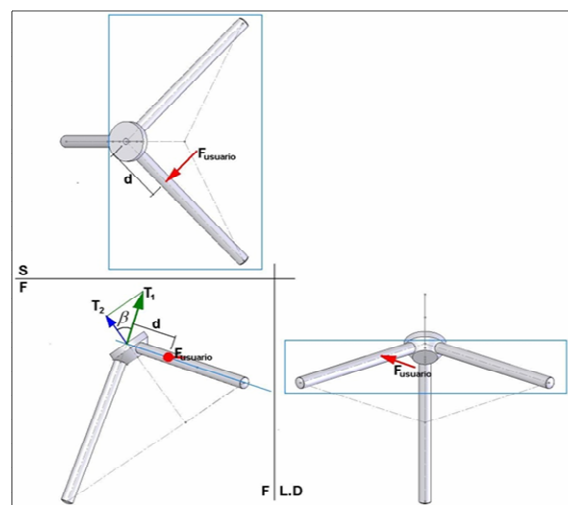
Por comodidad del usuario, el movimiento del mecanismo no debe requerir de mucha fuerza, de manera experimental se determinó que debe ser como máximo de 5 kg; fuerza que el usuario debe ejercer en el momento en que el trípode ha girado 60° ya que la deformación del resorte es máxima. Ver la figura 50.

Figura 51. Momento en que el trípode ha girado 60°.



La fuerza mostrada en la Figura 51 es máxima debido a que se tiene la mayor deformación del resorte, el punto de contacto del usuario con el brazo es lo más cercano posible al pivote, y además la fuerza que realmente ejerce torque sobre el eje principal es una componente de la fuerza mostrada. El brazo de palanca mostrado es de 181 mm tomados a lo largo de la línea del tubo (la cota **NO** está contenida en el plano de la vista superior).

Figura 52. Interacción entre el usuario y el trípode.



La Figura 52 muestra las vistas superior, frontal lateral del usuario en contacto con el trípode; teniendo en cuenta las figuras 51 y 52 tenemos:

$$F_{USUARIO} \cdot d = 181 * F_{USUARIO} = T_1 \quad (2.23)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \cos \beta = 181 * F_{USUARIO} * \cos \beta \quad (2.24)$$

Ahora, según la Figura 2.2 sabemos que $\beta=55^\circ$, luego:

$$T_2 = 181 * F_{USUARIO} * \cos 55^\circ \quad (2.25)$$

T_2 es el torque que el usuario ejerce sobre el eje principal para dominar el torque que se ejerce sobre la leva, de manera que:

$$T_2 = 181 * F_{USUARIO} * \cos 55^\circ = T_{LEVA} = 24 \cdot F_R \quad (2.26)$$

$$F_{USUARIO} = 0.23 F_R \quad (2.27)$$

Para una fuerza de usuario sobre el tubo máximo 5 kg se tiene una fuerza del resorte de $F_R = 22$ kg que incluyen pre-tensión y deformación máxima como en la posición mostrada en la Figura 51.

Según la forma de definir el resorte en los parámetros de la simulación, ésta fuerza es la que varía desde $F=0$ hasta la fuerza debida a la máxima deformación del resorte. Los parámetros necesarios para la simulación son:

- ✓ Tipo de resorte
- ✓ Longitud libre
- ✓ Constante del resorte

La simulación permite de forma sencilla una pre-visualización del comportamiento dinámico del mecanismo, teniendo en cuenta las fuerzas y momentos presentes, el amortiguador utilizado y el resorte más adecuado que en combinación con el amortiguador permite un movimiento suave y sin elongaciones exageradas en el

trípode; vale la pena resaltar que la simulación puede ser solo una animación, o un análisis de movimiento que tiene en cuenta los efectos de la gravedad y la inercia, lo que origina cálculos que serían demasiado tediosos para ser realizados a mano. El método utilizado fue el análisis de movimiento ya que la inercia es el factor predominante en el diseño de un sistema masa resorte amortiguador. Durante la simulación se fijó una longitud libre para el resorte que está acorde con condiciones de espacio reales y conocidas dentro del mecanismo, el momento de frenado queda definido con el contacto entre la polea y la banda de goma fija a la estructura; para éstas condiciones se determinó cual es la constante de resorte que mostró un mejor comportamiento dinámico para las condiciones establecidas.

➤ **Fuerza del amortiguador hidráulico**

En la sección 2.2.2 se explicó el procedimiento de las pruebas realizadas sobre el amortiguador hidráulico; además se llegó al siguiente resultado:

$$F(kg) = \frac{V(mm/s)^{1.9}}{69} + 1.3 \quad (2.28)$$

$$F(N) = \frac{V(mm/s)^{1.9}}{6,9} + 13 = 0.14 \times V^2 + 13 \quad (2.29)$$

$$F(N) = 0.14 \times V^2 + 13 \quad (2.30)$$

El amortiguador queda definido entonces de la siguiente manera:

Tipo: Lineal; Coeficiente: 2

Constante de amortiguamiento: 0.15 N/ (mm/s)

➤ **Geometría resultante del mecanismo**

Como se explicó al pre-dimensionar el mecanismo, la geometría resultante solo se puede determinar dependiendo de los resultados que se obtienen en la simulación

dinámica; además al montar el mecanismo hay cotas que se pueden ajustar según los resultados obtenidos, lo que conduce al diseño del seguidor oscilante.

➤ **Sistema auxiliar de frenado**

En algunos modelos de mecanismos de torniquetes se emplean diferentes métodos para contrarrestar la energía cinética del conjunto móvil; algunos mecanismos incluyen una rueda dentada de goma, que choca con dientes rígidos y fijos a la estructura del mecanismo, otros tiene sistemas de apertura basados en rodillos y fricción, y otros emplean sistemas convencionales como frenos de banda; él modelo que nos interesa usa una polea solidaria al conjunto móvil, abrazada por una banda de goma fija a la estructura del mecanismo, con lo que se logra un frenado muy efectivo con una fuerza mínima en la banda, debido al efecto de cuña en la polea y a la sección de la banda. Éste sistema auxiliar de frenado permite limitar la velocidad de giro del conjunto móvil, ya que es posible que cuando se instale el equipo se presenten velocidades superiores a las proyectadas, lo que pondría en riesgo la vida del amortiguador debido a que por su reducido tamaño tiene una carrera muy limitada lo que hace que trabaje muy cerca de sus extremos, además la relación de distancias entre el trípode y el balancín produce un aumento de las velocidades internas en el mecanismo lo que se traduce en fuerzas bastante grandes y con cambios bruscos en el amortiguador. En la simulación el frenado se representa por un contacto de piezas entre la polea y la estructura que es lo mismo que tener el contacto entre la polea y una banda fija a la estructura; el coeficiente de fricción utilizado es el resultante entre una polea de aluminio en seco y una banda de goma en seco. En la simulación se elige toda la polea porque se seleccionan sólidos, en el modelo real la fricción solo se presenta entre la parte de la polea que tiene contacto con la banda, sin embargo el modelo de simulación solo es una aproximación que permite predecir el funcionamiento del mecanismo, ya que en el mecanismo construido factores como la fuerza fricción en la polea son manejables con graduación manual.

➤ Fuerza del usuario

La fuerza del usuario es variable, depende de la velocidad de tránsito, del tipo de contacto entre usuario y trípode (con las manos, con las piernas), del punto de contacto con el trípode, del ángulo de giro del trípode etc; debido a la dificultad para determinar de forma contundente éstos factores se hizo la suposición de que la fuerza del usuario varía desde una fuerza inicial F_0 hasta una fuerza máxima F_M de la manera que se explica a continuación:

$$F_{USUARIO} = 0.23F_R \quad (2.31)$$

Al inicio del movimiento la fuerza del resorte es solamente la fuerza de pretensión luego:

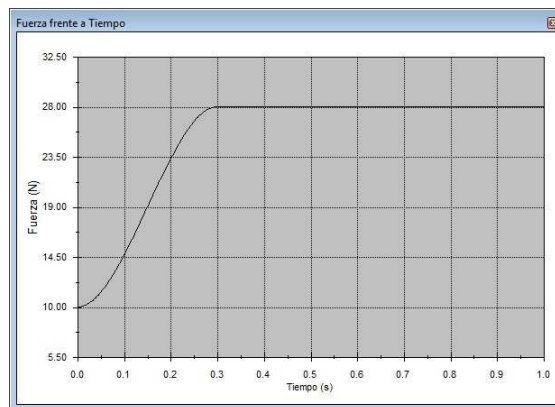
$$F_0 = 0.23F_{pretension} \quad (2.32)$$

En el momento de máxima elongación del resorte la fuerza que el usuario ejerce es máxima y el trípode ha girado 60° de manera tal que es necesario ajustar los valores en el momento de la simulación de la siguiente manera:

- ✓ Para un valor dado de $F_{pretension}$ se conoce el valor de F_0
- ✓ Estos valores junto otros parámetros determinan un tiempo para el giro de 60° .
- ✓ La fuerza máxima F_M es igual a 0.23 veces la fuerza máxima del resorte suponiendo que la aceleración es tal que puede hacerse un equilibrio estático del sistema trípode-usuario.
- ✓ Suponiendo un paso a velocidad constante, la variación de la fuerza que el usuario ejerce sobre el tubo solo es la necesaria para superar la inercia del sistema y el resorte, luego su variación desde la mínima a la máxima es lineal ya que depende de la constante del resorte y de su deformación.

- ✓ Teniendo la variación de fuerza en un tiempo determinado se puede definir la fuerza del usuario como una fuerza tipo **STEP**, como se muestra en la siguiente figura:

Figura 53. Fuerza tipo STEP



La fuerza tipo STEP desaparece después de un ángulo de giro de 60° , ya que el usuario pierde contacto con el trípode, el movimiento continua por el efecto combinado de la energía acumulada en el resorte y por la inercia del sistema.

Los resultados numéricos de la fuerza usada como fuerza tipo STEP se calcularon de la siguiente manera:

- ✓ **Constante del resorte:** 1.7 N/mm
- ✓ **Longitud libre:** 60 mm
- ✓ **Deformación para la geometría resultante:** 20 mm
- ✓ **Fuerza debida a deformación:** 34 N
- ✓ **Fuerza mínima para superar el resorte y la inercia del sistema:** $F_0 = 10$ N
- ✓ **Fuerza máxima para las condiciones dadas:** 28 N
- ✓ **Tiempo para el giro de 120° :** 0.5 s
- ✓ **Fuerza mínima del resorte:** $10/0.23 = 43$ N
- ✓ **Fuerza máxima del resorte:** $28/0.23 = 122$ N

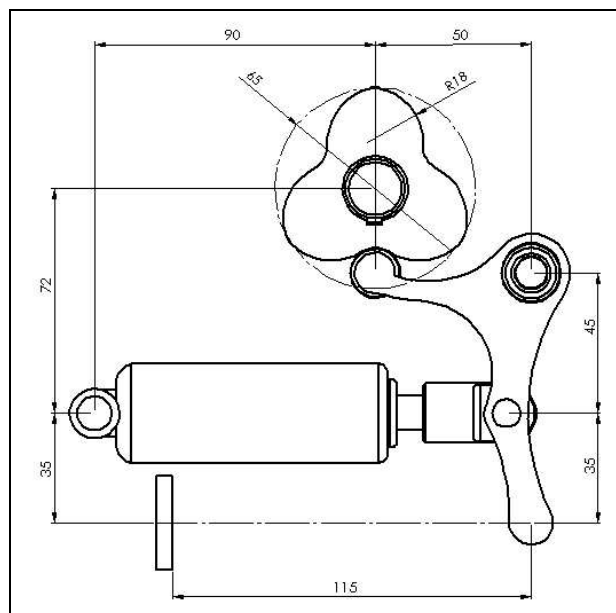
➤ Resultados de la simulación dinámica

Con las condiciones mostradas anteriormente se obtuvo un resultado satisfactorio, ya que se logró una fuerza de paso que no superó la máxima establecida, un posicionamiento firme del mecanismo y elongaciones aceptables al final del giro. La simulación mostró línea de movimiento después de 0.5 s, es decir después de lograr 120° , lo cual es positivo ya que significa que el trípode logra posicionamiento antes que la simulación se detenga, por efecto de impactos o pequeñas oscilaciones y levantamientos.

✓ Geometría

En la siguiente Figura se muestran algunos resultados geométricos que variaron respecto a los obtenidos en el pre-dimensionamiento.

Figura 54. Geometría resultante de la simulación



En la Figura 54 se muestran las cotas resultantes de la simulación dinámica; las crestas de la leva se diseñaron menos agudas de lo que se había esperado en el pre-dimensionamiento, además su radio de curvatura también se modificó. Con la

modificación de la leva se obtuvo la geometría resultante para el seguidor oscilante. Se determinó un espacio para el resorte de 115 mm y se determinó completamente la ubicación del amortiguador.

✓ **Resorte**

Después de varias pruebas se obtuvieron los siguientes resultados:

Longitud libre: 60 mm; Constante: 1.7 N/mm

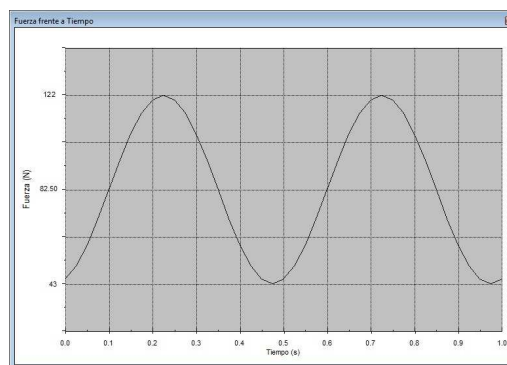
La longitud libre es la que toma el programa como longitud a deformar sin tener en cuenta la condición en los extremos, de manera que la longitud libre mostrada solo tiene en cuenta las espiras activas. De todas maneras estos parámetros varían cuando se finalice el diseño del resorte.

2.2.5 Diseño del resorte

➤ **Carga cíclica**

Durante la operación del mecanismo el resorte está sometido a carga cíclica que varía desde la carga máxima evaluada en la sección anterior y la carga mínima que es la carga de pre-tensión. La Figura 55 muestra un acercamiento a las condiciones de carga en el resorte.

Figura 55. Carga cíclica en el resorte

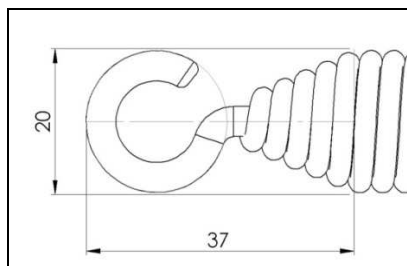


Ahora sabemos que con la configuración elegida entre amortiguador y resorte, con las medidas preliminares del balancín, y con el amortiguador seleccionado, se puede evitar el levantamiento, también sabemos que la fuerza del resorte no debe sobrepasar 22 Kg, por geometría sabemos que la deformación máxima del resorte es de 20 mm aproximadamente, pero no es necesario tensionar el resorte hasta el límite de 22 kg sino hasta la fuerza necesaria para evitar el levantamiento del rodillo; además el resorte se monta con un tensor roscado que permite variar la precarga.

➤ Condiciones de espacio

El diseño del resorte debe tener en cuenta las restricciones de espacio que ya se conocen, debe ser un resorte de tensión que es más fácil de montar y de pre-cargar. Los terminales deben ser de ganchos libres para generar auto-centrado. Los resortes diseñados de ésta manera tienen terminaciones de entorchado cónico, lo que resta espiras activas y ocupa espacio; para un resorte de un diámetro máximo de 20 mm se tienen las siguientes medidas tentativas:

Figura 56. Medidas del entorchado cónico del resorte.



Según la información de la Figura 56 aproximadamente 70 mm son ocupados por los ganchos y el entorchado cónico del resorte, luego debe tenerse en cuenta esta medida para observar las restricciones de espacio. Según se muestra en la Figura 54 se tiene un espacio aproximado de 115 mm para el resorte lo que resulta en $115 - 70 = 45$ mm de espacio máximo para las espiras activas del resorte. La simulación se realizó con 60 mm de longitud libre luego si el resorte resultante realmente tiene ganchos que ocupen 70 mm (aún no se sabe el diámetro del resorte) será necesario

un nuevo cálculo para el resorte, debido a que la distancia de 115 mm no se puede aumentar ya que se debe dejar espacio para el tensor del resorte que debe permitir una deformación por lo menos de 20 mm que equivaldría a una pre-tensión de 37 N que sumados a la pre-carga de resorte desde su fabricación permita tener una fuerza mínima de 43 N como se espera desde los resultados de la simulación. Para diseñar el resorte sin embargo se debe tener un factor de seguridad prudente.

➤ **Procedimiento de cálculo del resorte**

El procedimiento de cálculo y ecuaciones usadas en ésta sección se basan en procedimientos y valores típicos en cálculos de diseño a fatiga⁵. El procedimiento de cálculo del resorte es el siguiente; se conocen las condiciones de carga y la constante tentativa del resorte, seleccionando un material se conocen sus esfuerzos límites para determinado diámetro de alambre, con las cargas y la resistencia se comprueba el calibre supuesto, de ser correcto se determinan las dimensiones del resorte, si éstas cumplen con las condiciones de espacio, el resorte queda definido, si no se deben seleccionar combinaciones diferentes entre material y diámetro del alambre. Para el diseño del resorte se han determinado las siguientes condiciones:

Constante del resorte: 1.7 N/mm

Longitud libre máxima: 60

Diámetro máximo del resorte: 20 mm

Fuerza mínima: 43 N

Deformación máxima: $\delta = 20$ mm

➤ **Cargas**

Carga cíclica entre una fuerza mínima y una fuerza máxima conocidas; Sabiendo la constante del resorte y la pre-carga se puede conocer la fuerza máxima del resorte

⁵ Ver referencia No. [1]

a partir de la deformación que está determinada por condiciones geométricas; carga sobre el resorte:

$$P_{MAX} = P_i + k.\delta = 43 + (1.7 * 20) = 77N = 7.7Kg \quad (2.33)$$

$$P_{MIN} = P_i = 43N = 4.3Kg \quad (2.34)$$

$$P_m = \frac{P_{MAX} + P_{MIN}}{2} = 6kg \quad (2.35)$$

$$P_r = \frac{P_{MAX} - P_{MIN}}{2} = 1.7kg \quad (2.36)$$

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{1}{3.5} \quad (2.37)$$

➤ Material

Debido a que la resistencia del acero para resortes tiene variación en sus propiedades dependiendo del diámetro, es necesario seleccionar un material y un calibre tentativo de prueba; a continuación se listan las propiedades del acero Estirado en frío ASTM A227 para un diámetro de prueba de 2.5 mm:

$$S_U = \frac{11750}{d^{0.19}} = \frac{11750}{0.25^{0.19}} = 15291Kg/cm^2 = 153Kg/mm^2 \quad (2.38)$$

$$S_{yp} = \frac{Q}{d^x} = \frac{5875}{0.25^{0.19}} = 7645 kg/cm^2 = 76 Kg/mm^2 \quad (2.39)$$

$$G = 8085 kg/mm^2 \quad (2.40)$$

$$S'_{se} = \frac{3625}{d^{0.1}} = \frac{3625}{0.25^{0.1}} = 4164 Kg/cm^2 = 42 Kg/mm^2 \quad (2.41)$$

S'_{se} representa la resistencia a la fatiga para una vida de 10^5 ciclos.

Tomando un factor de seguridad $N=2.5$ se tiene:

$$\tau_m = \frac{\frac{S_{SYP}}{N}}{\frac{(P_r/P_m)(2S_{SYP} - S'_{se})}{S'_{se}} + 1} = \frac{76/2.5}{\frac{(1/3.5)((2 \times 76) - 42)}{42} + 1} = \frac{30.4}{1.75} = 17.37 Kg/mm^2 \quad (2.42)$$

Ahora el índice del resorte recomendado debe ser **C≥5**, de manera que para el diseño se tomó un **C=5**.

Con los datos hallados hasta el momento se puede determinar el diámetro del alambre a utilizar:

$$d^2 = \frac{8P_m C}{\pi \tau_m} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) = \frac{8 * 6 * 5}{\pi * 17.37} \left(\frac{19}{16} + \frac{0.615}{5} \right) = 4.4(1.31) = 5.76 \text{mm}^2 \quad (2.43)$$

De manera que: $d = 2.4 \text{ mm}$ ¡CUMPLE!

$$R = \frac{d.C}{2} = \frac{2.5 * 5}{2} = 6.25 \text{mm} \quad (2.44)$$

$$N_A = \frac{Gd^4}{64KR^3} = \frac{8085 * 2.5^4}{64 * 1.7 * 6.25^3} = \frac{315820}{26562.5} = 11.89 = 12 \text{espiras} \quad (2.45)$$

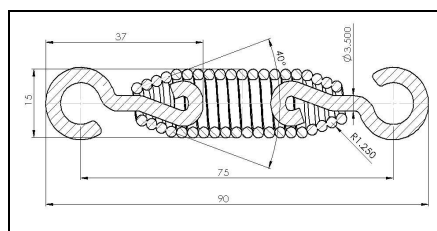
$$L_s = 12 * 2.5 \text{mm} = 30 \text{mm} \quad (2.46)$$

$$D_{ext} = (6.25 * 2) + 2.5 \text{mm} = 15 \text{mm} \quad (2.47)$$

!Luego el resorte cumple!

A continuación se muestran las cotas de construcción del resorte, incluyendo el entorchado cónico, y los ganchos terminales; el alambre de los ganchos se acostumbra seleccionar de más calibre debido a la concentración de esfuerzos que se presenta en los dobleces agudos.

Figura 57. Cotas resultantes del resorte



2.3. MÓDULO DE COMUNICACIÓN

➤ Elementos básicos

Aunque estrictamente hablando, un torniquete es un elemento mecánico o electromecánico independiente de componentes electrónicos, se incluye aquí la descripción de elementos no mecánicos que sirven de comunicación con el usuario como son leds indicadores, alarmas, dispositivos de ingreso, tarjeta de control, software etc.

En la parte de comunicación con el usuario se debe tener en cuenta la instalación de dispositivos electrónicos; en el caso específico de éste proyecto el modo de ingreso es un PIN de manera que la comunicación con el usuario se logra gracias a un teclado y a un display de dos líneas.

Para complementar la realimentación se usaron tres leds:

- ✓ **Naranja:** indica el encendido del torniquete.
- ✓ **Rojo:** indica que el paso se encuentra bloqueado, se enciende cuando hay se ha digitado una clave incorrecta.
- ✓ **Azul:** Indica que la clave fue verificada y se aprueba el acceso.

Además de los leds se integraron alarmas sonoras que el usuario con el tiempo asocia directamente con un error, o con una clave correcta; el montaje de los elementos electrónicos se realizó en una placa frontal, de manera que se independizó del diseño del torniquete y permitió trabajar simultáneamente.

➤ Diseño de la placa frontal

La placa frontal es la cara de presentación del torniquete, el usuario la ve todos los días, y además gracias a ella se comunica con el equipo.

El diseño de la placa debe tener en cuenta lo siguiente:

- ✓ Soportar el abuso, la suciedad y el sudor.
- ✓ Conservar su apariencia con el paso del tiempo.
- ✓ Permitir el montaje sencillo del teclado, leds, tarjeta electrónica y display.
- ✓ La información se debe organizar teniendo en cuenta el orden de lectura.
- ✓ El diseño debe procurar tamaños y colores de letra adecuados para facilitar la lectura.

La placa cortada y grabada se muestra en la figura 58.

Figura 58. Diseño del panel frontal



2.4. MODULO ESTRUCTURAL

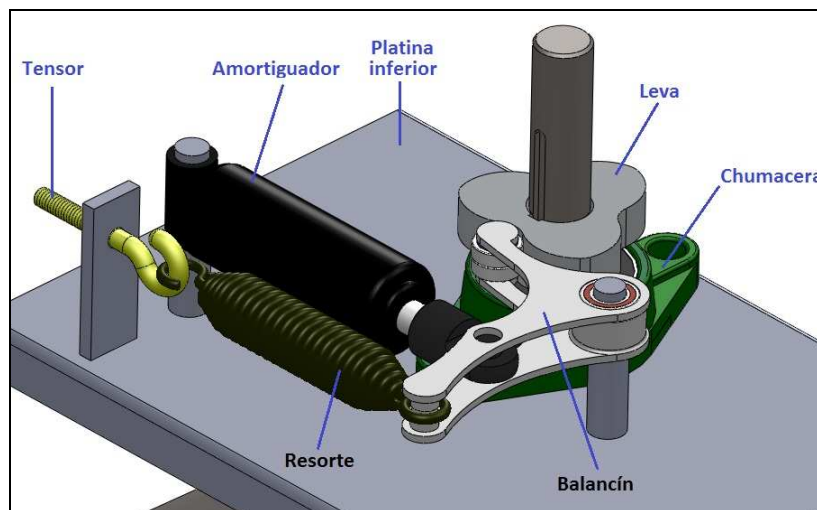
2.4.1 Estructura interna

La estructura interna está compuesta por platinas y bases de soporte para los diferentes elementos del mecanismo. A continuación se detallan los elementos de la estructura, su diseño, geometría y condiciones de carga particulares.

➤ **Platina inferior**

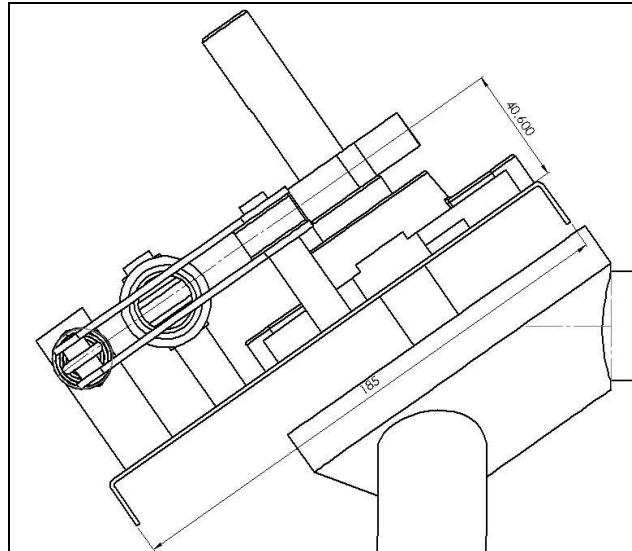
Esta platina da soporte a la chumacera, a la base del resorte, base del amortiguador y base del balancín; cada uno de éstos apoyos se muestran de forma esquemática en la siguiente figura:

Figura 59. Esquema en la platina inferior.



En la Figura 59 se muestran todos los elementos que hacen parte del mecanismo de control de posición, se observan tres apoyos: apoyo para el resorte, apoyo para el amortiguador y apoyo para el balancín. Es de tener en cuenta que el mecanismo se encuentra a una altura determinada por la altura de la chumacera; la idea de que todo el mecanismo esté a la misma altura es la transmisión de fuerzas como mecanismo plano. Aunque los apoyos se muestran esquemáticamente, si representan una idea cercana del tipo de apoyo que se debe diseñar. A continuación se muestra una vista frontal del mecanismo montado en la placa para poder ver las alturas necesarias para el diseño de cada apoyo.

Figura 60. Altura del mecanismo de posicionamiento

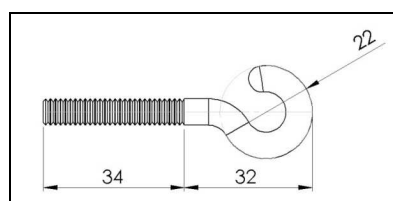


En la Figura 60 se observa que el mecanismo de posicionamiento está a una altura media de 40.6 mm. A partir de ésta altura se deben diseñar los tres apoyos. En la Figura 60 también se observa la forma de la platina inferior y la longitud mínima de 185mm que debe tener para contener el mecanismo.

✓ **Base del resorte**

El apoyo del resorte debe realizarse de manera que permita graduar su tensión por razones ya conocidas, para esto se usa un cáncamo roscado comercial cuyas dimensiones se muestran a continuación:

Figura 61. Dimensiones del cáncamo tensor



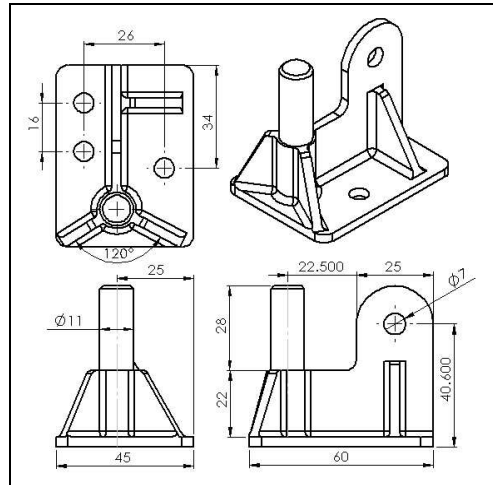
El cáncamo tiene un diámetro nominal de $\frac{1}{4}$ ". Estos datos son suficientes para diseñar el apoyo del resorte.

✓ **Base del amortiguador**

El amortiguador se apoya en un eje vertical simple. Debido a que el diámetro es restringido, el eje se tornea con las medidas apenas necesarias, luego se le aporta rigidez con la inclusión de nervios.

El funcionamiento del mecanismo depende entre otras cosas de la distancia entre el resorte y el amortiguador, para asegurar la distancia y facilitar el armado el eje de soporte del amortiguador se incluye en la base del resorte dando origen al soporte que se muestra en la Figura 62.

Figura 62. Soporte del resorte y amortiguador

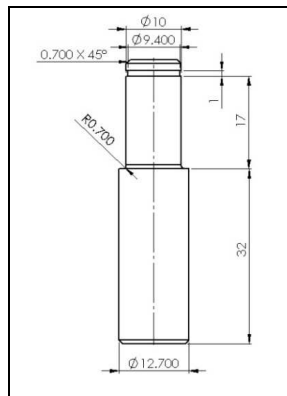


✓ **Base del Balancín:**

Esta base similar a la base del amortiguador con diferencia en sus medidas, y sobre todo en el ajuste, ya que el balancín está apoyado sobre rodillos dobles; el diseño de la base del balancín inicia con el diseño del eje del balancín, ya que se conocen su diámetro y longitudes que dependen de los rodillos utilizados y de la altura del

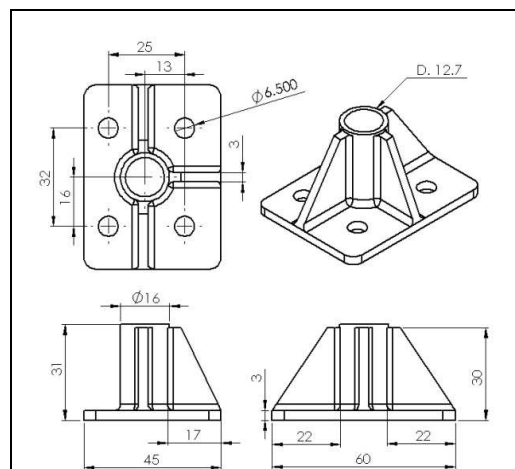
mecanismo mostrada en la Figura 60; en la siguiente Figura se muestran las cotas del eje de soporte del balancín.

Figura 63. Eje del balancín



Las cotas mostradas en la Figura 63 dependen de las medidas principales de los rodillos; para el soporte del balancín se usaron rodillos 10x19, la altura de 17 mm corresponde al ancho total del balancín. El soporte del balancín, mostrado en la Figura 64, se fabricó independiente del soporte debido al ajuste que debe existir entre el eje y los rodillos.

Figura 64. Soporte del balancín

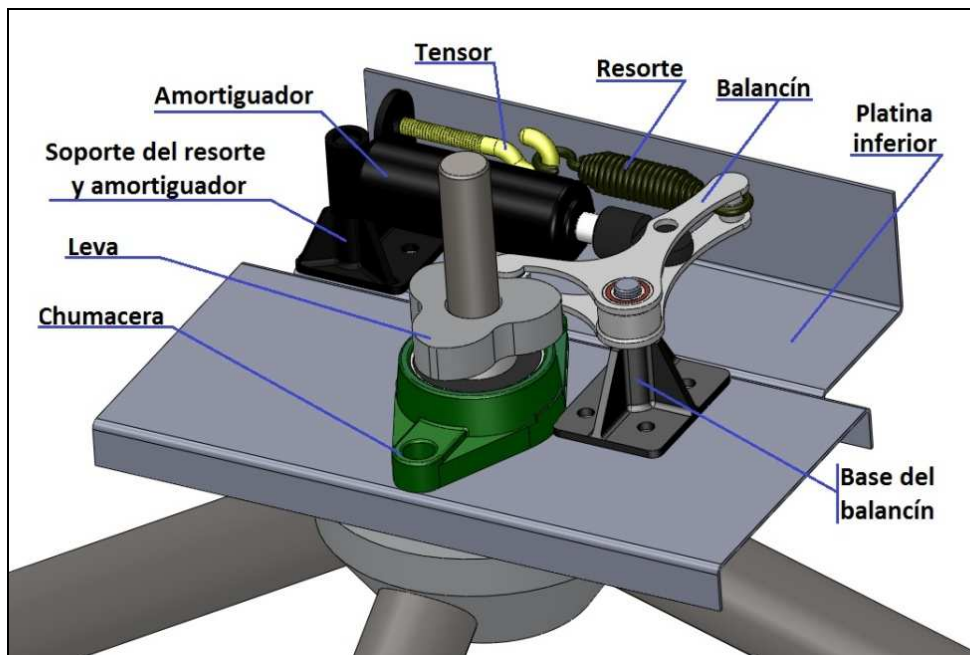


El soporte de la Figura 64 aporta rigidez a la base del balancín, y reduce los esfuerzos de flexión del eje ya que reduce su longitud activa de 49 mm a 17 mm, pues genera un empotramiento detallado.

Al diseñar la base del balancín y la base del resorte se pueden completar las cotas de la platina inferior, que se fabrica a partir de lámina (CR cal 16) doblada. La fabricación de la platina y los soportes se realizó de forma independiente para permitir cambio de piezas además de usar procesos de fabricación sencillos y económicos. La Figura 65 muestra la platina inferior en su forma final junto con todos sus soportes y elementos del mecanismo de control de posición.

La fabricación de la platina inferior se realizó con dos platinas unidas para darle rigidez, ya que el doblado de unión se encuentra en la zona de mayor esfuerzo; todas las sujeciones se realizan mediante tornillos de $\frac{1}{4}$ ".

Figura 65. Platina inferior y elementos asociados.



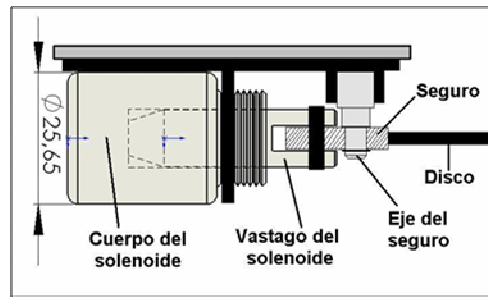
➤ **Platina superior**

La platina superior sirve para apoyar la chumacera superior, las base del seguro, además de la tarjeta de potencia, conexión del solenoide eléctrico y transformador.

✓ **Eje del seguro**

Las dimensiones del solenoide usado son conocidas⁶; por ahora se va a tener en cuenta el diámetro del cuerpo del solenoide solamente según se muestra en la Figura 66.

Figura 66. Montaje del solenoide y el seguro



La forma de apoyar el eje debe ser tal que permita el armado del solenoide y el seguro en un conjunto debido a la precisión que se requiere en las medidas. Como se puede ver en la Figura 66 el solenoide se apoya roscado en una base que a la vez sostiene el eje del seguro. Se realizó el estudio estático para el eje y su soporte aplicando una carga de 275 kg; el eje se fabrica en acero CR 1045, su base se fabrica en platina HR. A continuación se muestran tres figuras: el estudio estático, el resultado de la verificación de diseño con un factor de seguridad de 1.8 y las cotas resultantes del eje respectivamente.

⁶ Para ver las características del solenoide utilizado ver el anexo 3.

Figura 67. Estudio estático para el eje del seguro

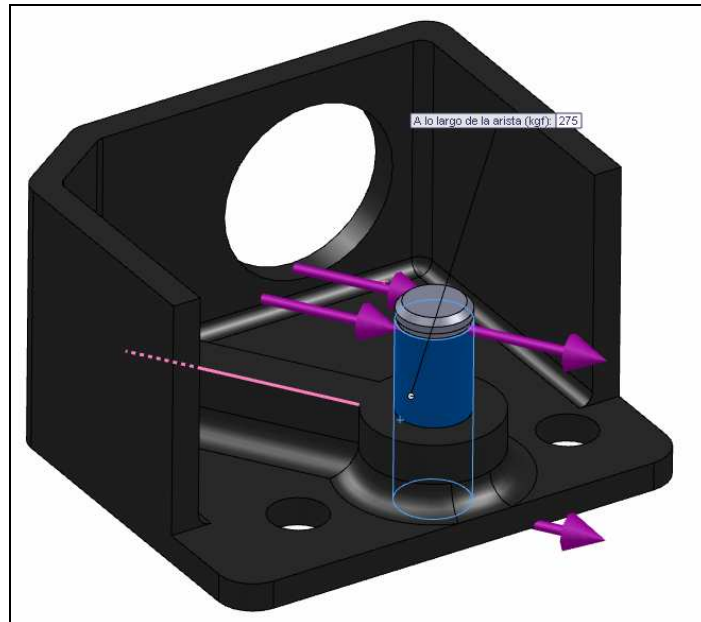


Figura 68. Verificación de diseño para el eje del seguro.

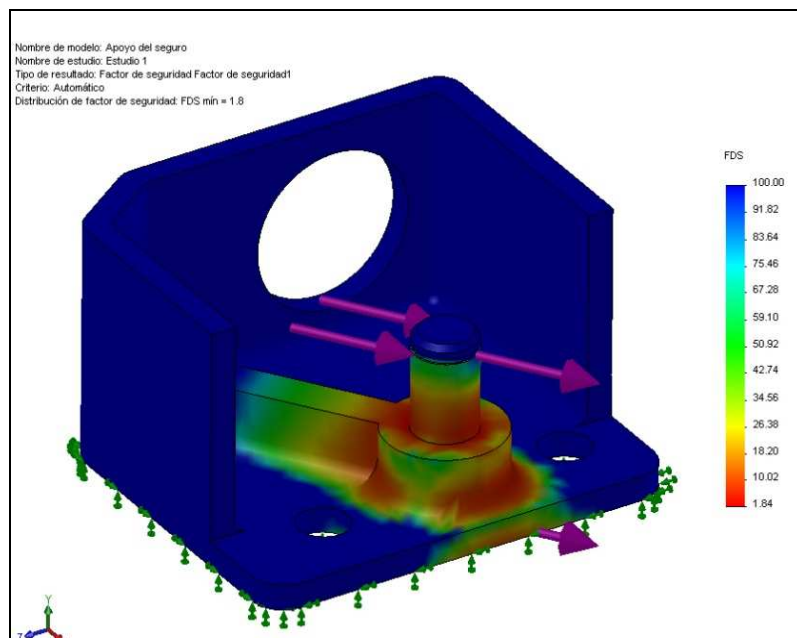
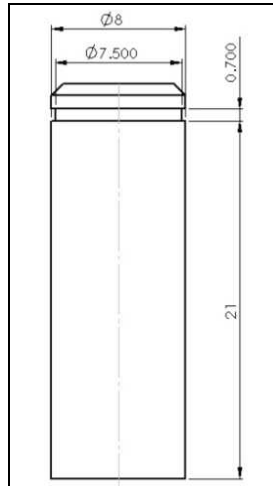


Figura 69. Cotas resultantes para el eje del seguro.

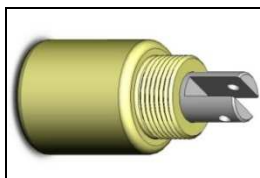


Las cotas mostradas en la Figura 69 se hallan a partir del diámetro del área de corte para la fuerza dada que fue de $D=8\text{mm}$, el resto de cotas se deducen por las medidas estándar de un anillo de retención externo para eje de 8 mm, además porque ya es conocido que el espesor del seguro es $3/8''$.

✓ **Base del seguro**

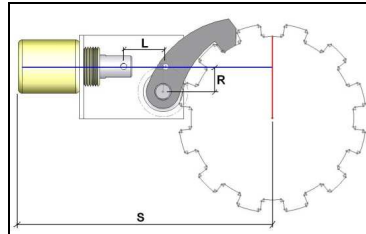
La base del seguro apoya además del seguro, al mecanismo de palanca que lo acciona, al resorte de reposición, al solenoide, y el eje. La siguiente Figura muestra una vista del solenoide construido en SolidWorks.

Figura 70. Vista general del solenoide utilizado.



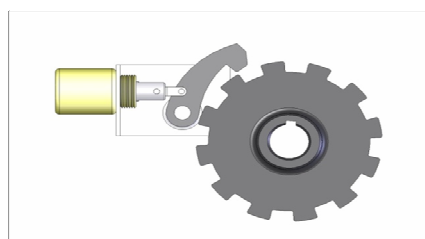
La idea es construir un conjunto que va a permitir diseñar la base del seguro teniendo en cuenta todos los parámetros ya mencionados que son fundamentales para el funcionamiento.

Figura 71. Montaje del solenoide y el seguro.



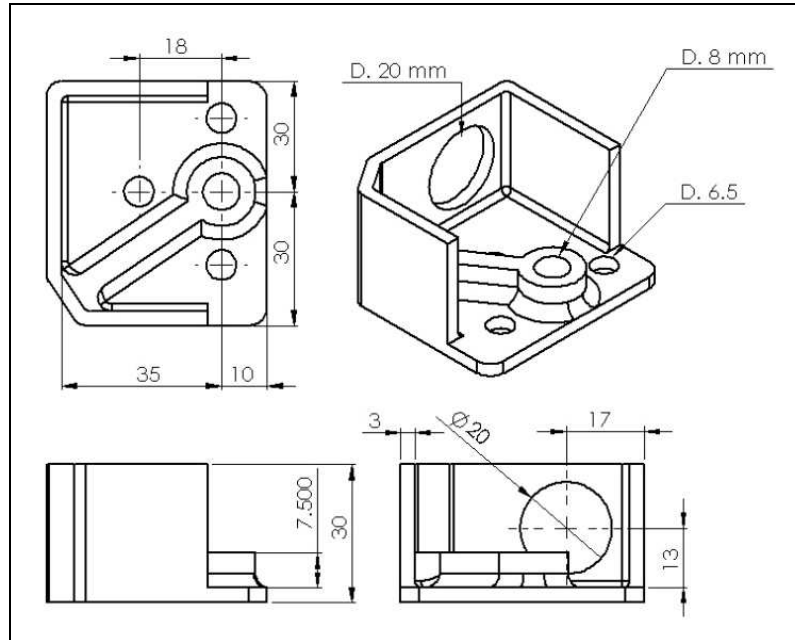
La Figura 71 muestra la forma como se relacionan el seguro y el solenoide con su vástago extendido. El solenoide y el seguro se han ubicado con respecto al disco, por eso la línea roja se muestra vertical, en éstas condiciones la línea azul debe ser horizontal para impedir que el vástago del solenoide sea expuesto a trabajar de forma incorrecta lo que provocaría un pico de corriente y la posibilidad de que el mecanismo se trabe. La cota marcada como R tiene una medida establecida por la geometría del seguro, recordemos que el radio de acción del solenoide es de $R=11$ mm. La cota marcada como L puede tener cualquier medida, siempre y cuando la cota marcada con S no sobrepase las medidas restringidas por el espacio para el mecanismo. La Figura 72 muestra el montaje del seguro cuando el solenoide es energizado. Para que la posición mostrada en la Figura 72 satisfaga las condiciones geométricas del mecanismo y además para que no se sobrepasen las medidas establecidas para el ancho total del mecanismo la distancia entre centros del conector desde el solenoide hasta el seguro debe ser de 9 mm.

Figura 72. Montaje del solenoide y el seguro abierto.



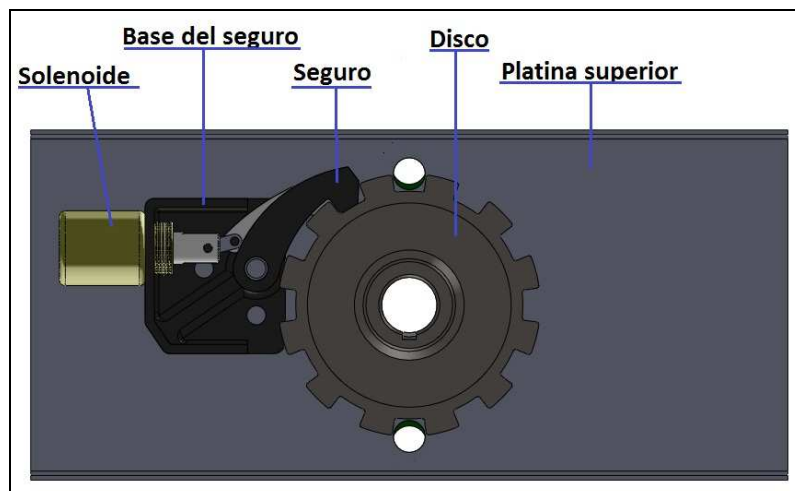
A continuación se muestran las cotas principales de la base del seguro.

Figura 73. Base del seguro.



La figura 74 muestra la platina superior con sus elementos montados, se muestra una vista inferior, de manera que no se observa la chumacera. El ancho y calibre de la platina es igual al de la platina inferior.

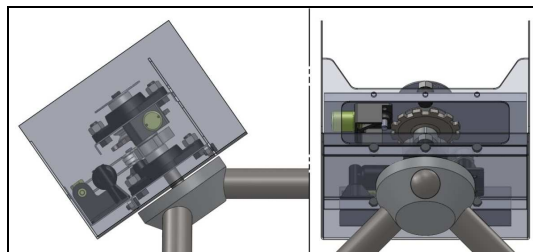
Figura 74. Platina superior y elementos asociados



✓ Montaje del conjunto interno

Una vez terminado el montaje de la platina superior e inferior con sus elementos asociados es necesario realizar el montaje de las dos platinas con todos los elementos que se han diseñado hasta ahora, con lo cual se pueden verificar todas las dimensiones, observar posible interferencias entre elementos y planear el montaje de las dos platinas en la estructura externa. También se pueden montar elementos no incluidos en el diseño como la polea, la banda de goma, el transformador y la tarjeta de potencia. El montaje del mecanismo permite obtener las dimensiones externas (BOX), que son necesarias para diseñar la estructura externa.

Figura 75. Vista frontal y L.D del mecanismo armado



Según el montaje del mecanismo completo las dimensiones de caja son:

Profundidad*ancho*alto=235x265x175 mm.

Con las dimensiones anteriores se procede a diseñar la estructura externa.

2.4.2 Estructura externa

En éste punto se ha culminado el diseño de todas las piezas del mecanismo, se han seleccionado los componentes comerciales, son conocidos los elementos eléctricos y electrónicos, y ya está diseñado el panel de comunicación con el usuario, todos estos elementos brindan la información necesaria para diseñar la estructura del torniquete.

La estructura externa que por lo general es metálica le da cuerpo al torniquete, aloja todos los componentes eléctricos, mecánicos y electrónicos, y en algunos casos sirve de pasillo de tránsito (depende del modelo); la estructura es parte donde se centra el trabajo de acabados y donde el cliente percibe de forma drástica el costo del producto, de manera que es muy importante detallarla. La barrera es el componente que genera una restricción física, en el caso específico de éste trabajo se trata de un juego de brazos dispuestos en forma de trípode; éste elemento también debe contar con excelentes acabados y ser muy llamativo. La estructura externa juega un papel muy importante desde el punto de vista comercial ya que al ser el diseño industrial es lo que un cliente ve, por esto se debe tener especial cuidado al diseñarla. El diseño de la estructura debe tener en cuenta principalmente aspectos relacionados con el buen uso del espacio, la comodidad de montaje, desmontaje, manejo de herramientas etc. Un factor sobresaliente en el diseño de la estructura es el método de fabricación, ya que limita tremendamente el diseño industrial; en el caso específico del torniquete se usaron procedimientos de corte y soldadura en lámina de acero. Se utilizó un ensamble a media madera, que permitió lograr una forma básica rápidamente, después ésta estructura se completó con una cubierta de lámina que le dio la forma final.

➤ **Detalles geométricos de la estructura**

El diseño industrial de la estructura es libre; sin embargo existen ciertas restricciones las cuales se puntualizan a continuación:

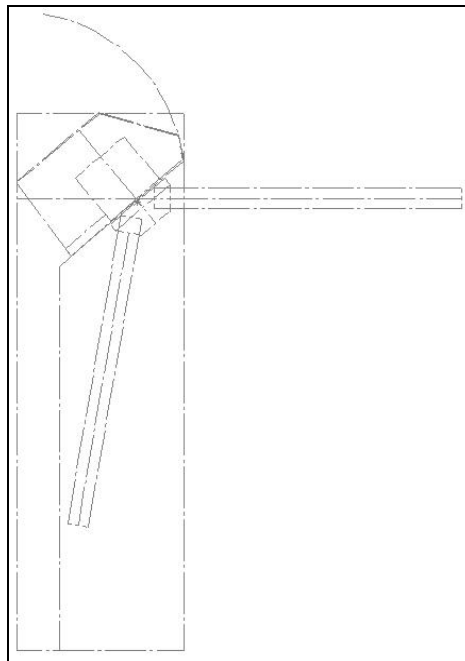
- ✓ La estructura debe alojar cómodamente el mecanismo completo cuyas dimensiones son conocidas.
- ✓ La altura de la barrera (brazo de bloqueo) debe ser de 80 a 85 cm.
- ✓ El cableado de alimentación y comunicación con el computador debe ser subterráneo.
- ✓ Debe facilitarse el acceso al mecanismo y a la electrónica para efectos de mantenimiento.
- ✓ Por presentación del producto se deben evitar los tornillos a la vista.

- ✓ El diseño industrial debe ser único en el mercado.
- ✓ Se debe cuidar la continuidad de forma.
- ✓ Debe tener en cuenta el procedimiento de fabricación.

➤ **Esquema general de la estructura**

A continuación se muestra un esquema de la geometría básica del torniquete.

Figura 76. Esquema general de la estructura

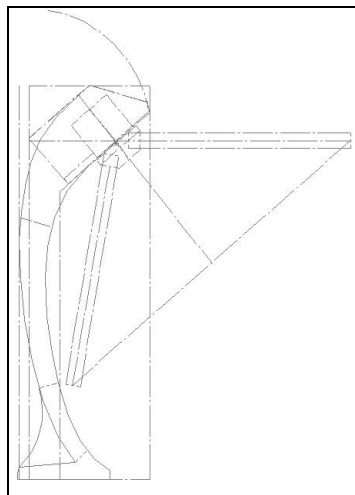


El esquema mostrado en la Figura 76 cumple con todas las condiciones geométricas y funcionales; a partir del esquema se puede dibujar la geometría resultante que en éste caso particular está basada en redondeos y empalmes.

El resultado se muestra de manera esquemática en la Figura 77. Los detalles constructivos se omiten, al igual que sus definiciones geométricas. Sin embargo el esquema muestra fielmente el resultado esperado. El esquema muestra la vista

lateral que sirve de base para una proyección perpendicular al papel, que da origen a la geometría sólida del torniquete. Detalles adicionales se pueden ver en los anexos en la sección de planos.

Figura 77. Estructura resultante



A continuación se explican algunas características que son requisitos indispensables en el modelo.

✓ **Panel frontal**

En la sección 2.3 se diseñó el panel frontal que sirve de apoyo para el teclado, display y leds indicadores; para su ubicación dentro del equipo es obligatorio que la cara inclinada frontal tenga 150 mm de altura y un ángulo de aproximadamente 15° con la horizontal.

✓ **Barrera horizontal**

La construcción de la estructura debe tener cuidado de conservar el ángulo de la pared inclinada para que el brazo de bloqueo sea horizontal, además éste debe tener una altura de 80 a 85 cm desde el piso y debe estar completamente liso y pulido.

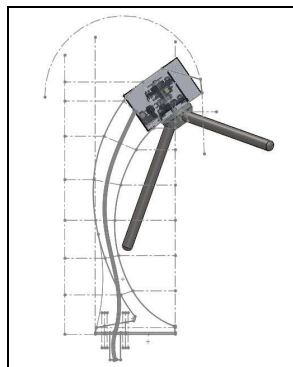
✓ Cableado

El torniquete necesita una acometida interna en el local de instalación para el cableado de potencia y de datos, de manera que se debe tener un conducto interno dentro de la estructura que facilite ésta tarea, además de comunicarse con la acometida interna del local.

✓ Anclaje

El anclaje del torniquete al piso se realiza mediante chazos expansivos, la platina de contacto con el piso cuenta con 4 agujeros por los cuales pasan los tornillos de ajuste de los chazos; la estructura externa tiene además 4 agujeros para introducir la copa y la llave con la que se completa el anclaje del equipo. Entre el equipo y el piso se ubica un empaque que ayuda a superar pequeños desniveles además de evitar el contacto con la humedad.

Figura 78. Boceto de la estructura externa



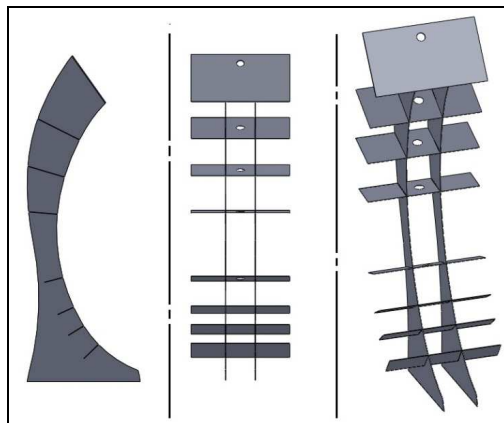
La Figura 78 muestra las líneas de construcción de la estructura externa; se observa en la figura, como durante el trazado se tuvieron en cuenta los detalles mencionados anteriormente como son la posición y altura de la barrera, el giro de la tapa, el espacio para el mecanismo armado y para el panel frontal, el anclaje y cableado entre otros detalles.

➤ **Construcción de la estructura externa**

✓ **Armado interno**

La estructura externa se construye enteramente de lámina de acero; se compone de un armado interno y de una cubierta. El armado interno es una especie de esqueleto que da la forma de la estructura y facilita la fabricación de la estructura. El armado interno se realizó en un ensamble semejante al ensamble a media madera, con lo que se logró una estructura estable antes de soldar. Después de soldar con puntos el armado interno adquirió bastante rigidez gracias a la estructura tipo malla.

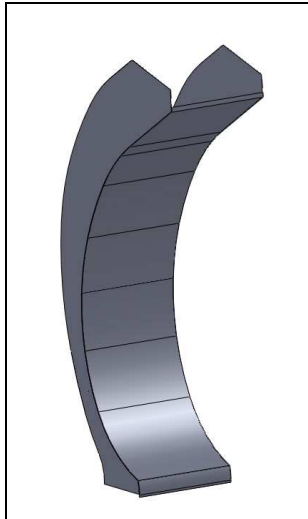
Figura 79. Armado interno de la estructura externa



✓ **Cubierta**

Después de tener el armado interno soldado se apuntala sobre éste una cubierta externa que es la que debe dar la apariencia final. La cubierta se fabricó soldando el armado interno y láminas cortadas previamente. Se completan todas las curvas con dobleces y piezas cortadas, como último paso del proceso se sella el mueble metálico con la platina del piso. En la siguiente Figurase observa la cubierta sin la tapa y sin la lámina posterior.

Figura 80. Cubierta (frontal-lateral)



Después de apuntalar la cubierta mostrada en la Figura 80 con el armado interno de la Figura 79, se procede a soldar completamente los componentes, esta soldadura se realiza internamente para dar los acabados requeridos, luego los puntos externos se pueden pulir sin comprometer la rigidez del sistema. La estructura resultante se muestra en la Figura 81.

Figura 81. Unión armado interno y cubierta



Luego de tener soldada la estructura mostrada en la Figura 81 se completa la lámina posterior, la tapa superior y la platina del piso quedando completamente terminado el mueble metálico como en la Figura 82.

Figura 82. Estructura externa con acabados.



3. MONTAJE Y PUESTA A PUNTO

3.1 MONTAJE DEL MECANISMO

Las siguientes fotografías muestran la secuencia del armado del equipo, en cada fotografía se añaden comentarios e indicaciones.

3.1.1 Armado platina inferior

La platina inferior se arma a partir de las dos platinas que la componen; sobre éstas se coloca la chumacera, la base del resorte y amortiguador y la base del balancín. Una vez ajustadas las bases a la platina se ubican en su lugar el resorte, el amortiguador y el balancín el resultado se muestra en la Figura 83.

Figura 83. Platina inferior armada



3.1.2 Ubicación de la platina inferior en la estructura

La platina inferior completa se ubica dentro de la estructura y se ajusta con los tornillos. El resultado se muestra en la Figura 84.

Figura 84. Ubicación de la platina inferior en la estructura



3.1.3 Ubicación del trípode y la leva

Con la platina ajustada y sus componentes ubicados, se introduce el trípode sujetándolo en todo momento, se ubica la cuña en su lugar y se desplaza el trípode junto con su eje, hasta que la cuña descansa sobre la chumacera; después se introduce la leva que se encarga de sostener la cuña en su lugar y asegurar el conjunto; solo hasta que la leva descansa sobre la chumacera, es pertinente soltar el trípode. Después de ubicar estos componentes se ajustan los tornillos prisioneros de la chumacera y de la leva. El montaje se muestra en la Figura 85.

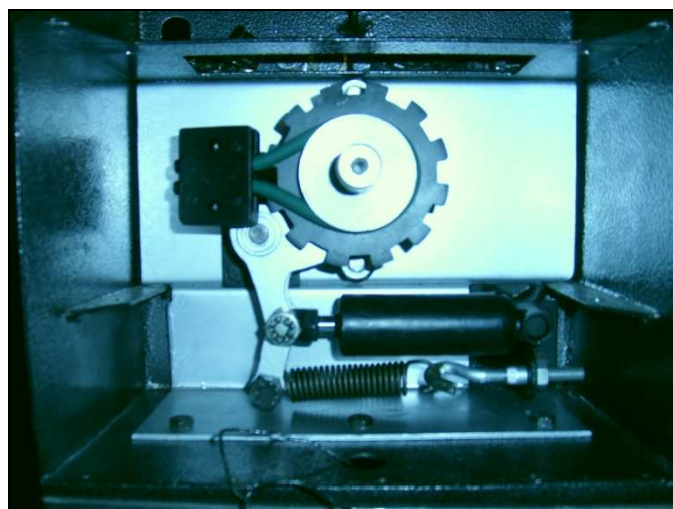
Figura 85. Ubicación del trípode y la leva.



3.1.4 Ubicación del disco y el freno

Se ubica el disco con el cubo apuntando hacia la leva, el freno se arma completamente, se ubica en el eje hasta que la polea descansa sobre el disco y se ajustan los prisioneros.

Figura 86. Ubicación del disco y el freno.



3.1.5 Armado del seguro eléctrico

El seguro eléctrico lo conforman:

- ✓ El seguro y sus platinas guías.
- ✓ La base del seguro.
- ✓ El conector solenoide-seguro.
- ✓ El solenoide.

Primero se ubica y asegura el eje a la base, después se arma el seguro junto con las platinas de guía, la guaya y el resorte; se asegura el solenoide a la base y se atornillan el vástago, el conector y el seguro y por último se asegura el conjunto con el anillo de retención.

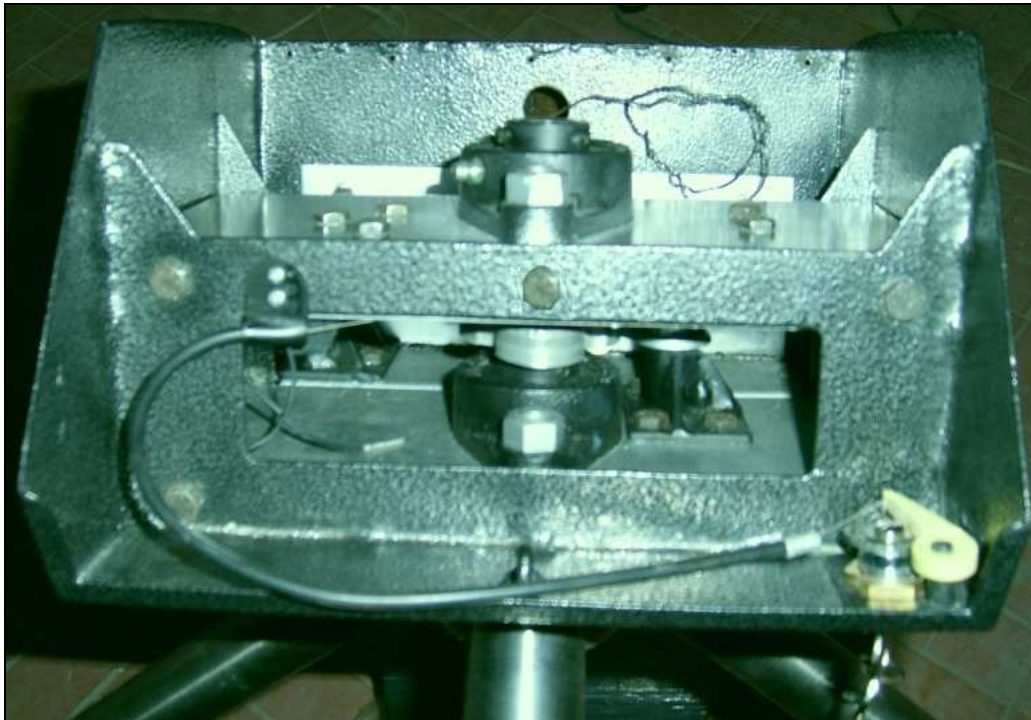
Figura 87. Seguro eléctrico armado.



El conjunto del seguro eléctrico se arma aparte y luego se ubica en cara interna de la platina superior; los agujeros para los tornillos permiten una sola posibilidad así que no hay posibilidad de equivocaciones. Se introduce la guaya dentro de su cubierta,

en la punta libre de la guaya se ubica la palanca del sistema de apertura manual. Después de armar completamente el conjunto del seguro eléctrico y de ubicarlo correctamente en la platina superior, ésta se ubica dentro de la estructura y se asegura con tornillos; se asegura la cubierta de la guaya en sus dos extremos y se ubica la palanca del sistema de apertura manual en su eje y se asegura la llave de apertura manual en su sitio.

Figura 88. Ubicación de la platina superior.



Después de completar todos los pasos enunciados hasta el momento se gradúa el nivel de frenado y se tensiona el resorte hasta obtener la combinación adecuada que resulte en un posicionamiento firme, pero sin causar incomodidad al momento de transitar por el torniquete. Cada graduación de tensión o frenado se debe comprobar circulando por el equipo.

3.2 PANEL FRONTAL

Los componentes de comunicación con el usuario son leds, el teclado matricial y el display, se ubican sobre la placa del panel frontal y luego éste se asegura en la estructura, después se ubican las guardas y termina el montaje mecánico del equipo. La Figura 89 muestra el equipo completamente montado y cerrado con su panel frontal terminado.

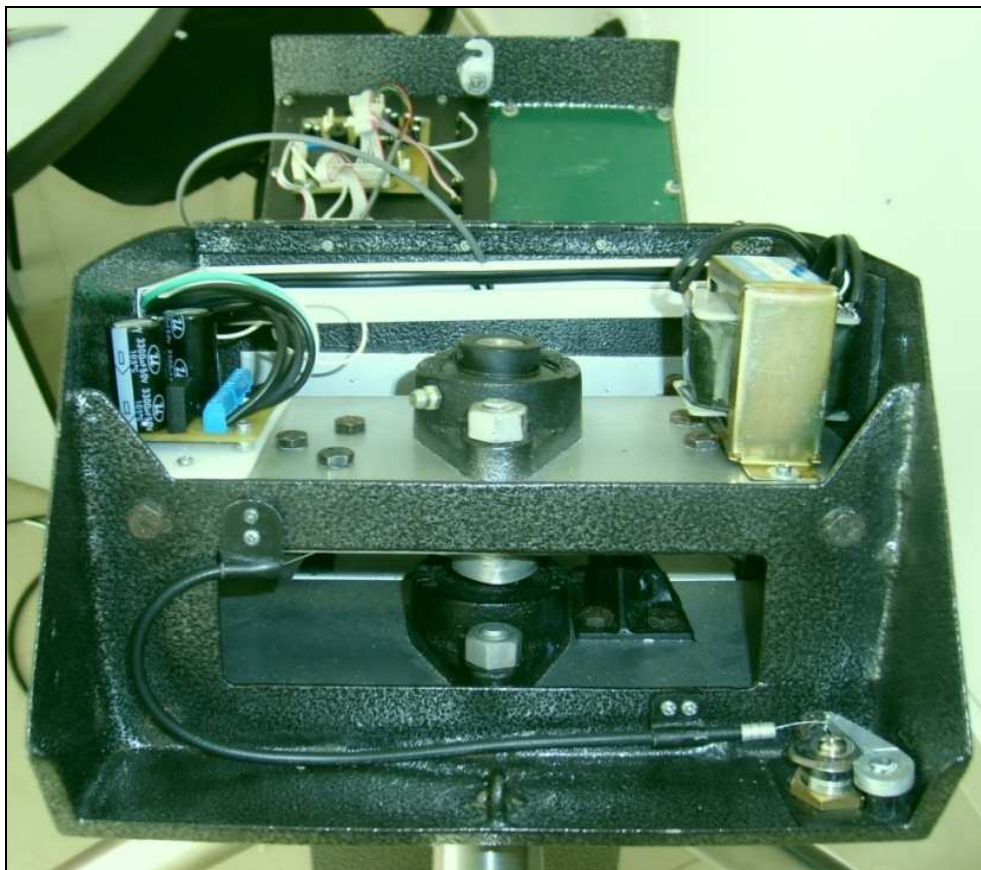
Figura 89. Montaje mecánico terminado.



3.3 COMPONENTES ELÉCTRICOS

Se requiere cableado de potencia y comunicación desde la parte superior hasta la conexión con el piso, para esto se dispone de una sonda ubicada anticipadamente. Dentro del equipo se realiza el cableado de forma ordenada comunicando la línea de potencia con la tarjeta controladora y el seguro eléctrico; se ubica el sensor y se conecta con la tarjeta.

Figura 90. Vista del cableado interno



En la Figura 90 se muestra el cableado interno terminado, se observan el transformador, la tarjeta de potencia, la tarjeta controladora, y las conexiones con los componentes del panel frontal. Se observa además el mecanismo de apertura manual completamente montado.

3.4 PRUEBAS DEL SISTEMA

El torniquete en éste punto está completamente terminado, todos sus componentes están en su lugar todo está listo para las pruebas; los componentes por separado se han probado bastante hasta éste punto, el software, la electrónica, la potencia eléctrica, y el mecanismo, sin embargo es bueno tomar precauciones y comprobar que el sistema completo funciona perfectamente. La prueba es simple, hay que usar el equipo; es decir introducir un código previamente registrado en una base de datos, observar que la señal que arroja es correcta, el solenoide se abre y da paso al usuario, se transita por el torniquete, después de verificar el giro se cierra el solenoide y se registra el ingreso del usuario; se verifica que el trípode quedó nuevamente bloqueado y se repite el procedimiento para los tres brazos. Se comprueba el funcionamiento del mecanismo en los tres brazos con el seguro abierto para probar el posicionamiento en éstas condiciones y para confirmar el sistema de apertura manual. ¡Y LISTO!. El equipo puede ser entregado a tiempo al cliente.

3.5 INSTALACIÓN

La instalación requiere de una obra civil previa que consiste en preparar el sitio de funcionamiento; debe ser una base firme de concreto y debe disponer de una acometida subterránea desde el sitio de ubicación del torniquete hasta el sitio donde estará ubicado el computador y se dispone de alimentación eléctrica. Previamente se sabe la orientación del equipo y el sitio exacto de ubicación del punto de la acometida, se perfora el piso, se ubican los chazos expansivos, se monta el equipo se ajusta y se colocan los tapones para disimular las perforaciones. Una vez anclado el equipo se inicia el programa, se prueban una vez más las tres posiciones del trípode y queda terminada la instalación que debe cumplir con las expectativas del cliente y debe funcionar bajo las condiciones de garantía de un año previstas en el contrato.

Figura 91. Equipo completamente terminado



CONCLUSIONES

Con la realización de éste proyecto se logró tener una buena comprensión del proceso de diseño y construcción de un equipo mecánico; involucrando elementos técnico y prácticos como son el diseño asistido por computador, teoría de diseño de maquinas, dinámica y mecanismos, compra de materiales, contratación de servicios, cálculo de costos y presupuestos, trabajo interdisciplinario y servicio al cliente.

El estudio del mecanismo de torniquete introduce al estudio de otros equipos que funcionan gracias a mecanismos similares como son las registradoras mecánicas, las puertas batientes, los torniquete doble altura y las puertas rotatorias.

Se logró un equipo de construcción básica muy económica, que no implica riesgos económicos como moldes de fundición o inyección. Un equipo fácil de comprender y mantener, con pocas piezas, pequeño, liviano, fácil de armar y desarmar, sin tornillos a la vista, con un diseño único en el mercado y que cumple a satisfacción con las expectativas del cliente además de cubrir óptimamente con el periodo de garantía.

La apariencia estética de un producto, comercialmente hablando, puede llegar a ser la parte más importante, ya que hay un costo aparente directamente asociado con el precio de venta de un equipo, además el diseño industrial permite vender un mismo producto varias veces a diferentes precios y permitiendo crear siempre la impresión de novedad.

A pesar de los avances tecnológicos actuales es innegable el protagonismo de la mecánica clásica; es admirable la gran cantidad de aplicaciones modernas que pueden tener mecanismos conocidos desde hace años y que la vigencia de los mismos dependa sustancialmente del observador.

Fue notable la facilidad que presenta en el diseño el uso de software especializado, ya que sin la simulación el uso de métodos manuales hubiese sido tedioso y muy

iterativo; sin embargo es una realidad que la tarea de diseñador tiene un alto componente de experiencia práctica que se debe complementar con un buen equipo de trabajo, reconociendo siempre que el conocimiento se diversifica y cada vez es más importante saber quién sabe bien algo, en vez de pretender saberlo todo!.

RECOMENDACIONES

Estudiar el diseño de un mecanismo que pueda ser armado completamente como un conjunto antes de ser montado en una estructura.

Diseñar un torniquete completamente eléctrico, fundamentado en principios de control automático; con la reducción de piezas se reducen los costos de fabricación, el esfuerzo humano y los tiempos de entrega.

Enfatizar la importancia de la estética en la realización de proyectos de grado y crear la cultura masiva de que los proyectos de grado se deben realizar “como si fueran para vender”, es decir, con buenos acabados, funcionales, estéticos y que deben durar más que el periodo de evaluación y sustentación.

BIBLIOGRAFÍA

[1] **Deutshman, Michels, Wilson.** Diseño de Máquinas Teoría y Practica. Newark College of Engineering. Compañía editorial continental S.A.

[2] **DEANE Lent,.** Análisis y Proyecto de mecanismos, traducción de Analysis and Design of Mechanism. Instituto tecnológico de Massachusetts. REVERTE S.A. 1974.

[3] **MABIE Hamilton.** Mecanismos y Dinámica de Maquinaria. Instituto Politécnico de Virginia y OCVIRK Fred. Universidad Cornell.

[4] **ARTOVOLEVSKY I. I.** Mecanismos en la técnica moderna. Editorial MIR Moscu. 1979.

[5] **FUNDACIÓN MAPFRE.** Manual de Ergonomía. Editorial MAPFRE S.A. 1995.

[6] **ESTRADA MUÑOZ JAIRO.** Ergonomía, de la colección Yuluka/Salud pública. Editorial Universidad de Antioquia. 1a reimpresión 2001.

[7] **KUISIS, Gerald,** “Turnstile Control Mechanism”. Internet:
<http://www.freepatentsonline.com/5435100.html>

[8] **ULMANN, Jean Pierre,** “Devices of the Turnstile kind for Controlling passages requiring authorization”. Internet: <http://www.freepatentsonline.com/4370825.html>

ANEXOS

ANEXO. A. Propiedades del aluminio 6061 T6.

Figura 92. Propiedades del aluminio extruido.

Extruded Aluminum Bare Round 6061 T6

Instructions for "standard-cut" sizes.
Click on the arrow in the drop down box below to view the available "standard-cut" sizes. If you see the size you want, click on it to select it, then enter the quantity you wish to order in the "Add" Box.
Shipping is calculated automatically based on the items in your basket.

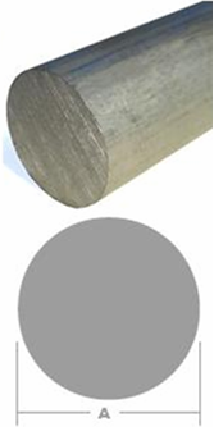
Select Size:

- Random Length (10"-12") - \$74.90
- One Ft. (12") Length - \$83.38
- Two Ft. (24") Length - \$160.08
- Three Ft. (36") Length - \$225.11
- Four Ft. (48") Length - \$266.80
- Five Ft. (60") Length - \$316.82
- Six Ft. (72") Length - \$370.18
- Seven Ft. (84") Length - \$420.20
- Eight Ft. (96") Length - \$466.89

Remember that all orders over \$100 receive an automatic 10% discount - just add the item to your basket to see your discount.

To My Shopping Basket.

Click the Add button to add "standard-cut" items to your shopping basket. You will still have an opportunity to change or cancel your order.



Weight/lineal foot: 23.079 pounds

MTR's are available on this item

Dimensions	
Dim. Name	Value
Diameter	5"

Tolerances		
Dim. Name	Plus	Minus
Diameter	0.034"	0.034"

Technical Information	
This material meets the following specs: ASTM B221	

Mechanical Properties	
Property	Value
Brinell hardness	95
Elongation % in 2 inches	12
Elongation % in 2 inches	17
Endurance limit KSI	14
Modulus of Elasticity KSI x 10 ⁴	10
Ultimate KSI	45
Ultimate shear strength KSI	30
Yield KSI	40

- OR -

Instructions for custom cut.

Create your own custom cut by entering the dimensions you need in the boxes below and selecting the quantity you want of that dimension.

All cuts are guaranteed to be $+0.125" -0"$ ($+1/8" -0"$).

Length - Inch:

Pieces:

Your Price / Piece: \$

Please note that custom cuts of less than 1 inch will be priced at the 1 full inch price.

Chemistry information for alloy 6061 Aluminum	
Element	Percentage
Al	Remainder
Cr	0.04 - 0.35
Cu	0.15 - 0.4
Fe	0.7 max
Mg	0.8 - 1.2
Mn	0.15 max
Si	0.4 - 0.8
Ti	0.15 max
Zn	0.25 max

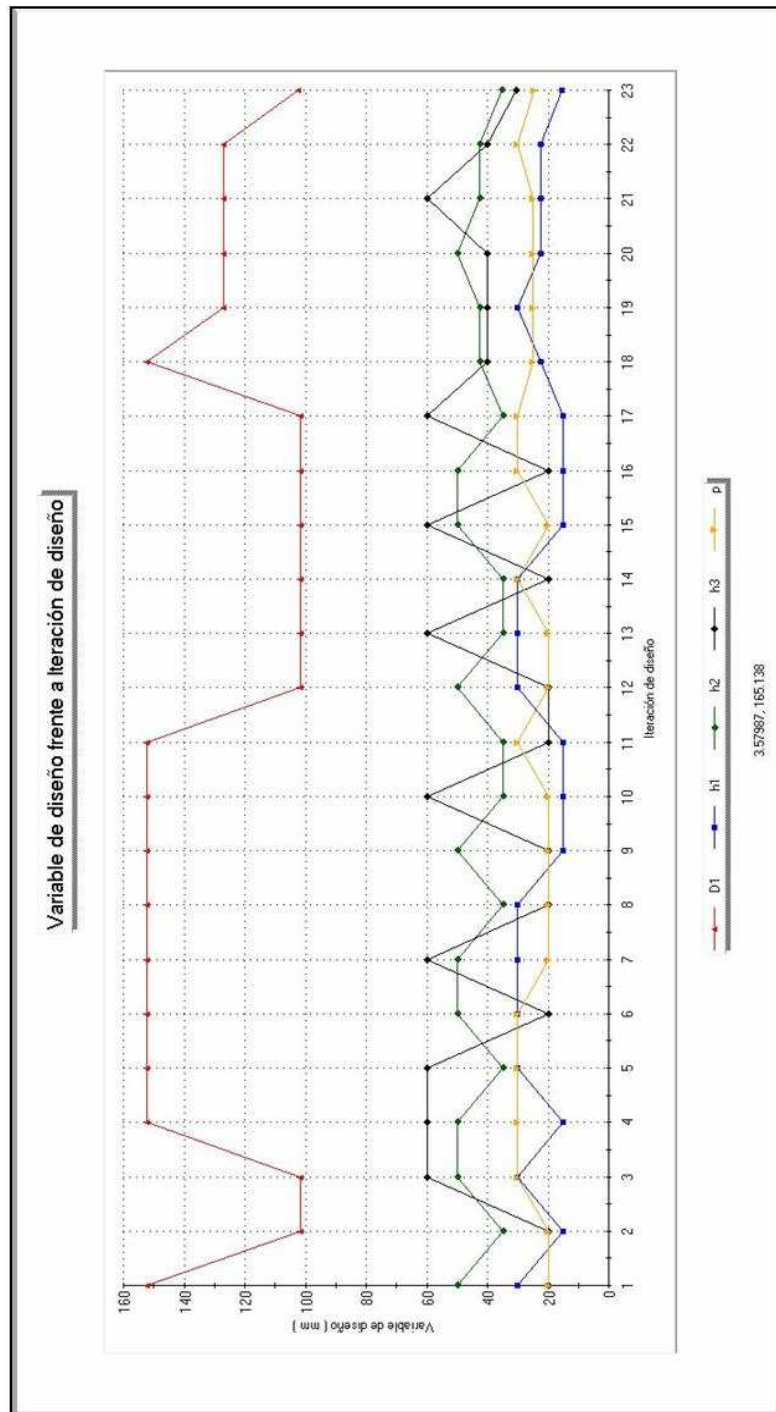
Please note that this data is to be used **ONLY FOR REFERENCE, NOT FOR DESIGN**, and by using it, you agree that any decisions you make regarding materials for your project are at your own discretion.

<http://www.onlinemetals.com>

- 112 -

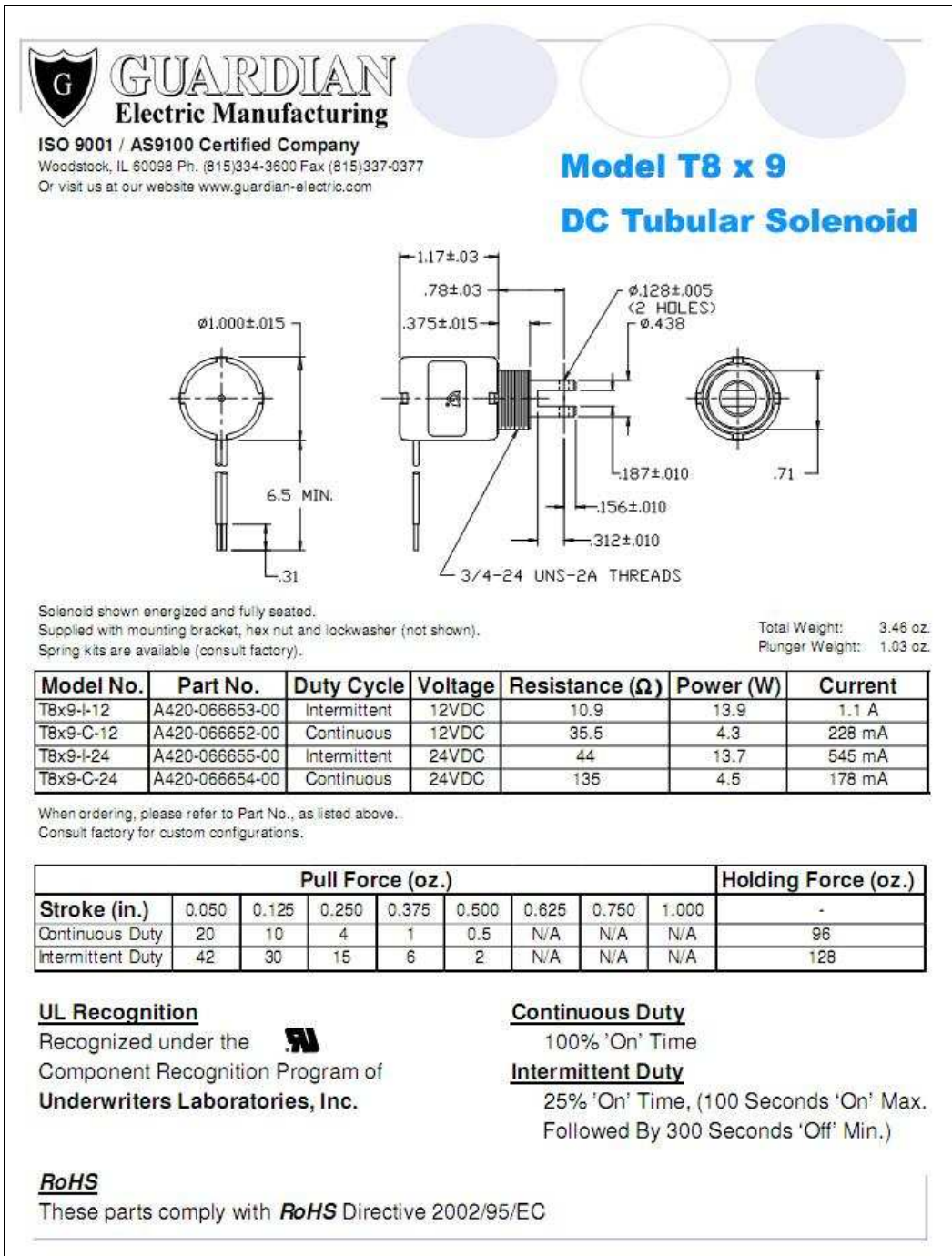
ANEXO. B Detalle de la iteración de diseño del pivote.

Figura 93. Iteración de diseño del pivote.



ANEXO. C. Hoja de datos del solenoide

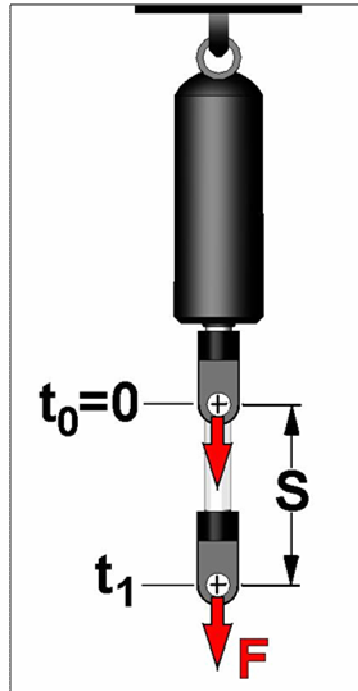
Figura 94. Hoja de datos del solenoide utilizado.



ANEXO. D. Ecuación del amortiguador

Las pruebas realizadas sobre el amortiguador tienen por objeto encontrar la constante de amortiguamiento para saber con qué fuerza actúa en el mecanismo. El coeficiente de amortiguamiento de un amortiguador hidráulico depende de la construcción de sus válvulas internas, de la viscosidad de su aceite, y por ende de la temperatura de trabajo razón por la cual las pruebas se realizaron a temperatura ambiente promedio de Bucaramanga que es donde funcionará. Como los amortiguadores son productos comerciales, lo más práctico es usar el adecuado para el mecanismo y usar los datos técnicos del fabricante; sin embargo no siempre estos datos están disponibles y como es el caso del amortiguador usado fue necesario realizar pruebas para obtener una curva de operación aproximada.

Figura 95. Prueba realizada al amortiguador hidráulico



La prueba del amortiguador es sencilla; consiste en añadir cantidades conocidas de peso en la punta del amortiguador, medir el tiempo que se demora en salir el

vástago completamente y dividir la carrera del amortiguador sobre ese tiempo, con lo cual se obtienen datos de Fuerza vs. Velocidad.

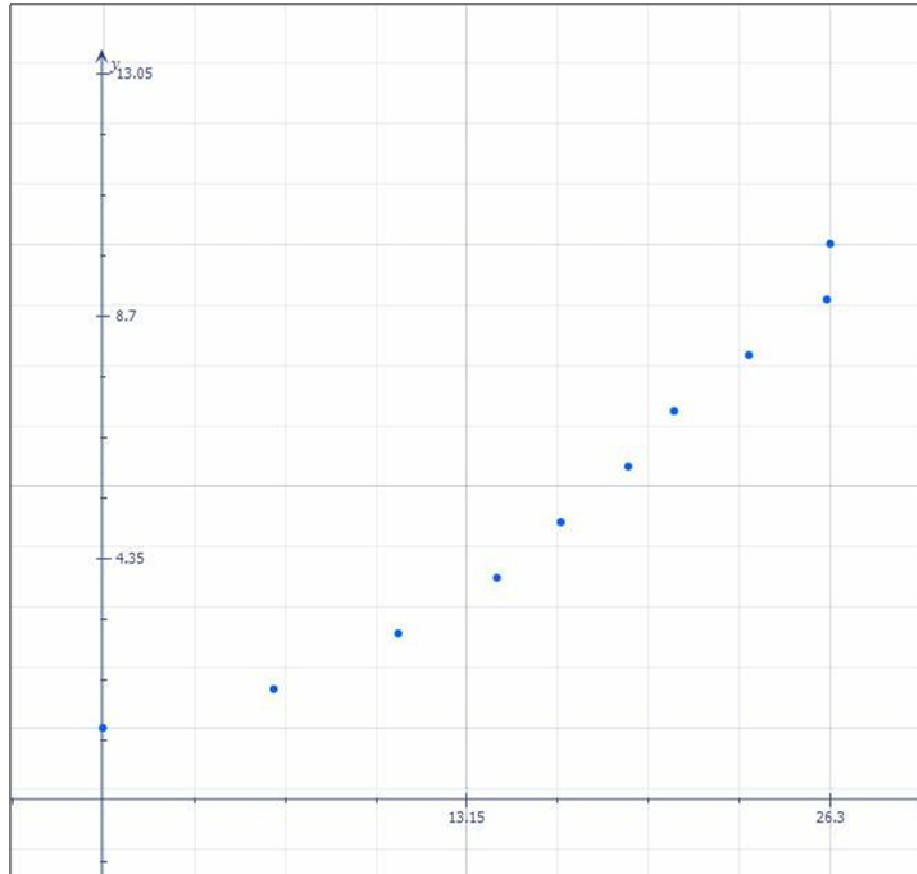
Con el procedimiento anterior se obtienen datos tabulados de Fuerza vs. Velocidad. La siguiente Figura muestra los datos tomados:

Figura 96. Conjunto de datos de la prueba del amortiguador.

F (Kg)	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀	t ₁₁	t ₁₂	t ₁₃	T _{prom}	V (mm/s)
1.5	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	0
2	8.37	7.65	8.02	7.90	7.34	8.15	7.44	7.78	8.62	8.09	8.45	8.82	8.52	8.09	6.18
3	4.69	4.59	5.01	4.74	4.74	4.75	4.60	4.80	4.60	4.56	4.61	4.55	4.59	4.68	10.68
4	3.46	3.40	3.40	3.52	3.49	3.56	3.52	3.55	3.52	3.48	3.45	3.55	3.75	3.51	14.25
5	3.03	2.94	3.00	2.93	3.08	2.99	2.95	2.96	3.12	3.00	3.04	3.12	3.04	3.02	16.56
6	2.73	2.75	2.54	2.72	2.55	2.63	2.55	2.63	2.64	2.68	2.50	2.62	2.56	2.63	19
7	2.41	2.35	2.39	2.35	2.37	2.43	2.38	2.47	2.50	2.43	2.50	2.45	2.48	2.42	20.66
8	2.28	2.33	2.03	2.23	2.03	2.18	2.19	2.12	2.03	2.20	2.22	2.05	1.95	2.14	23.36
9	1.95	1.98	1.90	1.89	1.95	1.89	1.87	1.95	1.91	1.90	1.88	1.88	1.87	1.91	26.18
10	1.84	1.70	1.75	1.73	1.80	1.78	1.75	1.72	1.75	1.70	1.80	1.83	1.81	1.90	26.3

Los datos se graficaron en una calculadora convencional para observar el comportamiento de la curva. El resultado se muestra en la siguiente figura.

Figura 97. Gráfica de Fuerza vs. Velocidad del amortiguador.

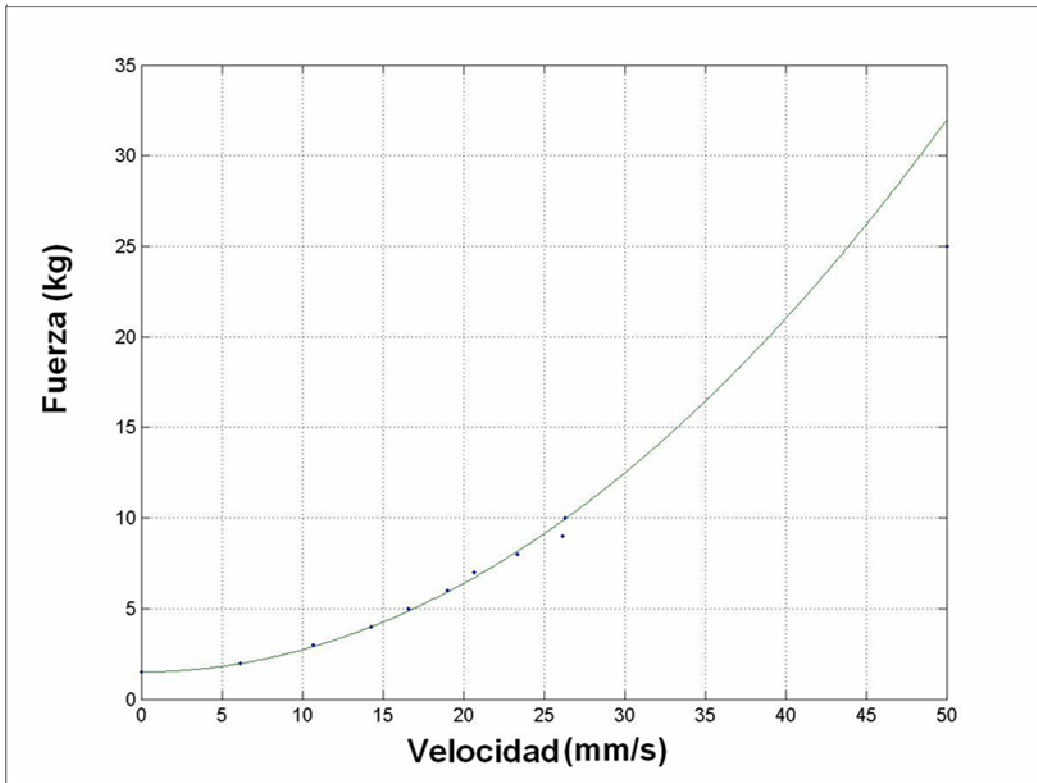


En la Figura 97 es claro que el comportamiento de amortiguador hidráulico no es lineal con respecto a la velocidad, es decir $F = \beta.V$ cómo se estudia comúnmente en sistemas masa resorte amortiguador, probablemente el modelo teórico se acerque bastante a la realidad, sin embargo en éste caso particular nos interesa predecir la fuerza del amortiguador a determinada velocidad, de manera que si se toma como una línea recta se estaría despreciando una porción importante de fuerza que realmente existe.

Para completar el análisis se realizó la misma gráfica en MatLab, acompañada de la curva (definida matemáticamente) que más se acerca al conjunto de datos; a continuación se muestra el comando de MatLab; se puede copiar y escribir en la ventana de comandos para observar los resultados directamente en el programa.

v=[0 6.18 10.68 14.25 16.56 19 20.66 23.36 26.18 26.3 50]; f=[1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10 25]; V=[0:0.1:50]; F=(V.^1.95)/69+1.5 ;plot (v,f,'.',V,F)

Figura 98. Conjunto de datos vs. Curva teórica del amortiguador.



La ecuación resultante es: $F = \frac{V^{1.95}}{69} + 1.5$