

DISEÑO DE FRENO MECÁNICO PARA UN TELEFÉRICO BICABLE REVERSIBLE  
PARA LA EMPRESA COSERVICIOS S.A.

JUAN SEBASTIÁN PENAGOS OCAMPO

UNIVERSIDAD EAFIT

ESCUELA DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLÍN

2010

DISEÑO DE FRENO MECÁNICO PARA UN TELEFÉRICO BICABLE REVERSIBLE  
PARA LA EMPRESA COSERVICIOS S.A.

JUAN SEBASTIÁN PENAGOS OCAMPO

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Juan Santiago Villegas López

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT

ESCUELA DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLÍN

2010

## CONTENIDO

	pág.
0 INTRODUCCIÓN	6
1 OBJETIVOS	7
1.1 GENERAL	7
1.2 ESPECÍFICOS	7
1.2.1 Objetivo 1.	7
1.2.2 Objetivo 2.	7
1.2.3 Objetivo 3.	7
1.2.4 Objetivo 4.	7
1.2.5 Objetivo 5.	7
2 TIPOS DE TRANSPORTE POR CABLE	9
2.1 HISTORIA	9
2.2 FABRICANTES	11
2.2.1 Doppelmayr-Garaventa.	11
2.2.2 Leitner-Poma.	12
2.2.3 Acerca de Coservicios S.A.	13
2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS DIFERENTES INSTALACIONES DE TRANSPORTE POR CABLE.	14
2.3.1 Según el tipo de cables.	15
2.3.2 Según el tipo y sentido del movimiento.	17
2.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DEL TELEFÉRICO BICABLE.	17
2.4.1 Sistema tractor y portante.	18
2.4.2 Sistemas de frenado.	22
2.5 CONCLUSIONES CAPITULO 2.	24
3 REQUERIMIENTOS DE LA NORMATIVIDAD	25

3.1	REAL DECRETO 596/02, DE 28 DE JUNIO, POR EL QUE SE REGULAN LOS REQUISITOS QUE DEBEN CUMPLIRSE PARA LA PROYECCIÓN, CONSTRUCCIÓN, PUESTA EN SERVICIO Y EXPLOTACIÓN DE LAS INSTALACIONES DE PERSONAS POR CABLE.	25
3.2	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARA LA CONSTRUCCIÓN Y EXPLOTACIÓN DE LAS INSTALACIONES DE TELEFÉRICOS Y FUNICULARES	27
3.3	UNE EN 1909=2005 RECUPERACIÓN Y EVACUACIÓN	31
3.4	UNE EN 13223 REQUISITOS DE SEGURIDAD DE LAS INSTALACIONES DE TRANSPORTE POR CABLE DESTINADAS A PERSONAS. ACCIONAMIENTOS Y OTROS DISPOSITIVOS MECÁNICOS	31
3.5	NORMA AMERICANA 32.2.32 (b).	31
3.6	CONCLUSIONES CAPITULO 3	32
4	PROCESO DE DISEÑO	33
4.1	ELABORACIÓN DE LA LISTA DE REQUISITOS	33
4.2	ABSTRACCIÓN, FUNCIÓN TOTAL Y SUBDIVISIÓN EN FUNCIONES PARCIALES	35
4.3	CAJA NEGRA	35
4.4	MATRIZ MORFOLÓGICA	37
4.5	EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	39
4.5.1	Cálculos para calificación de conceptos solución.	40
4.5.2	Fuerza de frenado.	41
4.5.3	Fuerza de accionamiento para el freno de cuña.	43
4.5.4	Fuerza de accionamiento para el freno de pinzas.	46
4.5.5	Principio de funcionamiento del freno tipo "drop – jaw"	48
4.6	CÁLCULO FRENO TIPO PINZA	52
4.6.1	Distancia teórica de frenado.	53
4.6.2	Calculo del resorte.	55
4.6.3	Cálculo del tornillo regulador del resorte	63
4.6.4	Cálculo de los pasadores superiores.	65
4.6.5	Cálculo del pasador pivote.	67
4.6.6	Cálculo del número de tornillos para el ensamble de la zapata.	71

4.6.7	Cálculo del área efectiva de la zapata.	72
4.6.8	Cálculo del sistema hidráulico.	74
4.6.9	Análisis de la estructura.	76
4.6.10	Análisis de verificación y conducción.	79
4.6.11	Generalidades del sistema eléctrico.	85
4.7	CONCLUSIONES CAPÍTULO 4	88
5	CONDICIONES INDUSTRIALES REQUERIDAS PARA LA FABRICACIÓN DEL FRENO	91
5.1	RESUMEN DE COMPONENTES A FABRICAR	92
5.2	COMPONENTES COMERCIALES	94
5.3	CARTA DE PROCESOS	96
5.4	HERRAMIENTAS DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO	115
5.5	CONCLUSIONES CAPÍTULO 5	117
6	PLANOS GENERALES	118
6.1	CONCLUSIONES CAPÍTULO 6	123
7	BIBLIOGRAFÍA	124
8	ANEXOS	128
8.1	A. Perfiles estructurales Ferrasa	128
8.1.1	Perfil circular	128
8.1.2	Perfil rectangular	128
8.1.3	Perfil en C	128
8.2	B. Cilindros hidráulicos Mead	128
8.3	C. Interruptores Schmersal	128
8.4	D. Tolerancias. Sistema de ajuste	128
8.5	E. Elementos de fijación	128
8.5.1	Tuercas de fijación SKF	128
8.5.2	Arandelas de fijación Seeger	128
8.5.3	Pines elásticos Sinard	128



## LISTA DE TABLAS

	pág.	
1	Primeros sistemas de transporte por cable	10
2	Sistemas Dopplemayr	12
3	Sistemas Leitner Poma	13
4	Campitello di Fassa, Italy y Guadalupe, Colombia	20
5	Guadalupe, Colombia	20
6	New York, USA y Guadalupe, Colombia	21
7	Requisitos	34
8	Evaluación de alternativas	40
9	Sistemas de acople eléctrico New York, USA y Guadalupe, Colombia	86
10	Componentes a fabricar Freno	93
11	Componentes a fabricar tensor terminal	94
12	Componentes comerciales freno	95
13	Componentes comerciales tensor terminal	96
14	Máquinas y herramientas requeridas	114

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
1 Secuencia lógica de objetivos	8
2 Teleférico monocable	15
3 Teleférico bicable	16
4 Sistema de tracción bicable	19
5 Sistema portante bicable	21
6 Freno teleférico Monserrate	23
7 Freno teleférico Pan de azucar	23
8 Freno teleférico Guadalupe	23
9 Caja negra	36
10 Funciones parciales	36
11 Estructura de funciones parciales	36
12 Matriz morfológica	38
13 Carretillo Buenavista, diagrama de cuerpo libre	42
14 Diagrama freno de cuña	44
15 Diagrama cuerpo libre cuña	44
16 Diagrama freno de pinza	47
17 Diagrama cuerpo libre pinza	47
18 Freno tipo drop-jaw	49
19 Diagrama de cuerpo libre del tope	50
20 Geometría de un resorte helicoidal a compresión	58
21 Punto de operación del resorte	59
22 Vida esperada de resortes en servicio	63
23 Rosca métrica	64
24 Diagrama del pasador superior	65
25 Pasador modificado	67
26 Posición de las diferencias de referencia para ejes	68

27	Posición de las diferencias de referencia para agujeros	68
28	Perfil zapata	73
29	Diagrama hidráulico	76
30	Barra estructura condiciones de frontera para el análisis	77
31	Esfuerzos máximos	78
32	Deformación	78
33	Factor de seguridad con $\sigma_y = 207MPa$	79
34	Sistema de verificación y conducción	80
35	Apoyos simples, carga central	83
36	Sistema de verificación y conducción con sus interruptores de seguridad	85
37	Esquema eléctrico	87
38	Explosión freno	91
39	Explosión Terminal	92
40	Modelo CAD del ensamble freno-carretillo	118
41	Modelo CAD del ensamble Tensor-terminal	120

## 0 INTRODUCCIÓN

Uno de los campos de aplicación de la Ingeniería Mecánica es el Diseño de elementos, máquinas, equipos e instalaciones para el beneficio de la sociedad, mediante el análisis de necesidades, formulación y solución de problemas técnicos y apoyo en desarrollos científicos para prestar un servicio adecuado mediante el uso racional y eficiente de los recursos disponibles.<sup>1</sup>

Los sistemas de transporte por cable, conocidos algunos de ellos desde hace mucho tiempo con el nombre específico de teleféricos, se han popularizado en algunas ciudades con sectores que tienen problemas de acceso mediante transportes tradicionales como los autobuses. Son cómodos, ligeros, y tienen un buen sistema de operabilidad que los hace seguros y rápidos a la hora de una transportación efectiva para la población. (RODRIGUEZ@, 2009)

La demanda del cliente, se ha encargado de establecer muchos estándares a nivel mundial que garanticen un funcionamiento óptimo de estos equipos, es aquí donde aparecen normas internacionales, que son la referencia principal de la mayoría de empresas dedicadas a la construcción, mantenimiento, modernización y regulación de los equipos de transporte por cable.

Coservicios S.A es una empresa Colombiana líder en diseño, fabricación, comercialización e instalación de equipos de transporte vertical. Con más de 30 años en el mercado de elevación vertical y alrededor de 3 en el de transporte por cable. (Coservicios@, 2009)<sup>2</sup>

---

<sup>1</sup> UNIVERSIDAD EAFIT, Ingeniería, Pregrados, Ingeniería Mecánica: ¿De qué se trata Ingeniería Mecánica?, <http://www.eafit.edu.co/EafitCn/Ingenieria/Pregrados/IngenieriaMecanica/Index.htm>

<sup>2</sup> @: Se refiere a sitios consultados en la web.

# 1 OBJETIVOS

## 1.1 GENERAL

Diseñar un sistema de frenado para un teleférico. Nivel 5- Sintetizar.

## 1.2 ESPECÍFICOS

1.2.1 Objetivo 1. Recolectar la información pertinente sobre los tipos de transporte por cable, con el fin evaluar los sistemas de frenado. Nivel 1- Conocer.

1.2.2 Objetivo 2. Identificar los requerimientos que la normatividad impone con respecto a los sistemas de freno de los transportes por cables. Nivel 1- Conocer.

1.2.3 Objetivo 3. Plantear un diseño para el sistema de frenado . Nivel 5- Sintetizar.

1.2.4 Objetivo 4. Describir las condiciones industriales requeridas para la fabricación del freno. Nivel 2 - Comprender.

1.2.5 Objetivo 5. Construir los planos generales del sistema. Nivel 5-Aplicar.

Figura 1. Secuencia lógica de objetivos



(GAGÑÉ@, y otros, 1996)

## 2 TIPOS DE TRANSPORTE POR CABLE

El transporte por cable es un instrumento adecuado, y en ocasiones el único para resolver determinadas necesidades de transporte. Se emplea principalmente para transportes en pequeñas distancias con grandes desniveles u orografía especialmente complicada, así como en algunas aplicaciones turísticas por el propio atractivo de este tipo de transportes.

El transporte por cable puede considerarse como un modo de transporte independiente, diferente de todos los modos clásicos como carretera, ferrocarril, aéreo, marítimo y tubería. Es evidente que su importancia dentro del campo global del transporte es limitada, tanto en lo relativo a su importancia económica como en lo que se refiere al total de carga\*kilómetro transportado. Se trata, a pesar de lo mencionado, de un modo que se encuentra en un proceso de renovación y evolución tecnológica rápido y constante. (SOLANA BARJACOBA, y otros, 2001)

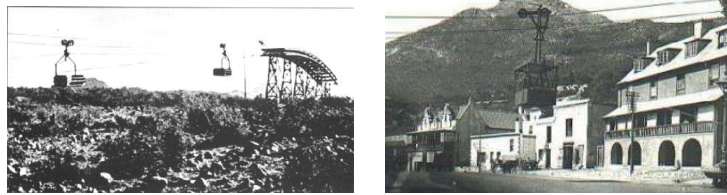
### 2.1 HISTORIA

Este tipo de transporte hizo su aparición en Europa a principios del siglo XVI para el transporte de hombre y material a las plazas fortificadas. Estos primeros transportadores aéreos consistían en cuerdas de cáñamo, y la tracción la realizaban hombres o animales.

La aparición de los cables de acero (hacia el 1500), y el descubrimiento del trenzado de hilos en los siglos XVI a XIX, contribuyeron al desarrollo de los transportes por cable, utilizados en el siglo XIX para equipar los pozos de las minas y para transportar materiales.

El primer teleférico conocido para el transporte de viajeros se construyó en 1866 para

Tabla 1. Primeros sistemas de transporte por cable



(GRANDE@, 1996)

la vigilancia de las turbinas instaladas en el Rin. El estudio del primer teleférico de montaña fue realizado en 1905 por los alemanes para conseguir el acceso a L'Aiguille du midi. A partir de esos años las obras de transporte por cable fueron en aumento, y desde el primer teleférico construido en los Alpes por VonRoll en 1908 y hasta el final de la primera guerra mundial, se lograron montar 2700 teleféricos entre militares y civiles, en su mayoría destinados al abastecimiento de los ejércitos. (ORRO ARCAÏ, y otros, 2003)

Desde su origen hasta 1935, las instalaciones civiles se montaron preferentemente para llegar a sitios antes inaccesibles y que ofrecían una belleza paisajística. El teleférico de tipo turístico sustituyó a los ferrocarriles funiculares o de cremallera. Pero a partir de 1933 la aparición del esquí de descenso modificó profundamente los transportes por cable, acelerando su desarrollo. Este deporte, al contrario que el esquí de fondo practicado hasta entonces, necesitaría en adelante la preparación de campos de nieve provistos de medios mecánicos para la subida.

Los primeros telesquíes de Suiza, Francia, Austria y otros países europeos se construyeron en el periodo comprendido entre 1933 y 1935. En 1935 se contruyó la primer telesilla monoplaza en Sun Valley (EEUU). En 1933 se abrió al público el primer teleférico construido con fines deportivos para la práctica del esquí, en Megeve-Rochebrune. La primer telesilla desacoplable se realizó en Flims en 1945. (ORRO ARCAÏ, y otros, 2003)

El sector del transporte por cable experimentó un fuerte desarrollo en el periodo de 1955 a 1965 en Europa, 1965 a 1975 en Estados Unidos (240 instalaciones en un solo año), de 1975 en adelante en Escandinavia y desde 1985 en Japón. Aunque, en un momento dado, llegaron a existir 50 fabricantes que construían instalaciones de transporte por cable en Estados Unidos y Canadá, actualmente solo permanecen 2 grandes corporaciones (Doppelmayr-Garaventa y Leitner-Poma). (ORRO ARCAY, y otros, 2003)

## 2.2 FABRICANTES

2.2.1 Doppelmayr-Garaventa. Es un líder mundial en tecnología de teleféricos. La empresa fabrica telesillas, tranvías, góndolas, remolques de superficie para el esquí y parques de atracciones, así como los promotores urbanos y los sistemas de manejo de materiales. Hasta la fecha, Doppelmayr-Garaventa ha producido más de 13.700 instalaciones en 78 países. El Grupo Doppelmayr Garaventa se formó en 2002, cuando Doppelmayr de Wolfurt Austria, se fusionó con Garaventa AG de Suiza para formar el fabricante de teleféricos más grandes del mundo.(WIKIPEDIA@, 2009)



(DOPPLEMAYR@, 2009)

Tabla 2. Sistemas Dopplemayr



(DOPPLEMAYR@, 2009)

2.2.2 Leitner-Poma. La compañía norteamericana se formó en 2000 cuando el Grupo de Seeber, propietario de Leitner, compró Poma con sede en Francia. Esta empresa ha instalado más de 7.700 sistemas en 73 países que pueden transportar hasta a 6,25 millones de pasajeros por hora. (WIKIPEDIA@, 2009)



(LEITNER POMA@, 2009)

Entre otros Leitner-Poma, fue la empresa que desarrollo el sistema metrocable de la ciudad de Medellín, y a continuación se pueden ver algunos otros sistemas que esta

compañía ha desarrollado.

Tabla 3. Sistemas Leitner Poma



(LEITNER POMA@, 2009)

2.2.3 Acerca de Coservicios S.A. Esta empresa posee 2 marcas de productos y servicios, una es Ascensores Andino y la otra Imelec que realiza subestaciones eléctricas. Por otro lado Ascensores Andino diseña, fabrica, instala y realiza mantenimiento a elevadores. Es representante de marcas de escaleras eléctricas, rampas mecánicas y elevadores para personas con movilidad reducida, y además diseña y construye los sistemas rodantes y de cabinas de teleféricos bicable.

El área de ingeniería de la compañía cuenta con un departamento de teleféricos, el cual fue creado en el año 2007 con el fin de proveer las cabinas que se utilizarían para la reparación y mejoramiento del sistema de transporte por cable, entre las veredas Santa

Rita y Guatocó en el municipio de Sopetrán.

Fue para este proyecto que se conformó la compañía ECA (empresa de cables aéreos), la cual está compuesta por:

- IDEA (Apoyo económico)
- ELÉCTRICAS MEDELLÍN (Torres de soporte)
- CODIMA S.A (Sistemas de cables)
- SYSTECH S.A (Potencia y señal)
- COSERVICIOS S.A (Sistema rodante y cabinas)

Una de las principales características de ECA es que el diseño y construcción de los cables, cabinas, sistemas rodantes se hace en Colombia, específicamente en Medellín, con materia prima nacional y con personal netamente Antioqueño. Además, en los municipios, la mano de obra no calificada es contratada con los mismos campesinos que más adelante se beneficiarán del proyecto. Aunque ECA, nació en Antioquia y está integrada por empresas paisas, sus diseños ya han sido llevados a otros departamentos del país, como es el caso del teleférico que fue construido en el municipio de Buenavista; Quindío.

### 2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS DIFERENTES INSTALACIONES DE TRANSPORTE POR CABLE.

Previamente a estas clasificaciones se debe definir los principales tipos de cables que se utilizan en estas instalaciones:

- Cable portante: constituye la vía de circulación y soporta la carga, también se conoce como cable carril o portador.

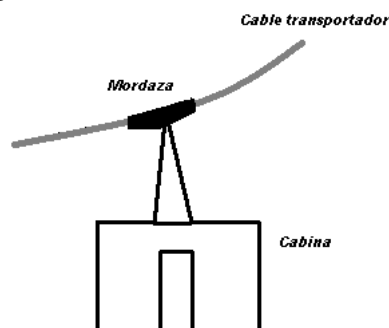
- Cable tractor: transmite la fuerza para el movimiento, también se conoce como cable de tracción
- Cable transportador: soporta la carga y transmite la fuerza para el movimiento, se conoce como portador-tractor. (ORRO ARCAY, y otros, 2003)

### 2.3.1 Según el tipo de cables.

2.3.1.1 Ferrocarriles funiculares: (Únicamente existe el cable tractor) Existen uno o varios cables tractores que transmiten la fuerza para el movimiento del vehículo. Este sistema se utiliza de forma similar al ferrocarril convencional.

2.3.1.2 Teleféricos monocables: (Únicamente existe el cable transportador) Un teleférico monocable es un teleférico o un telesquí donde el cable transportador realiza las funciones tanto de cable portante como de cable tractor. Los vehículos se conectan al anillo de cable mediante mordazas. Los teleféricos de doble mordaza son una variante de este tipo, con 2 cables transportadores paralelos formando una vía. A su vez pueden estar formados por 2 anillos de cable transportador.

Figura 2. Teleférico monocable

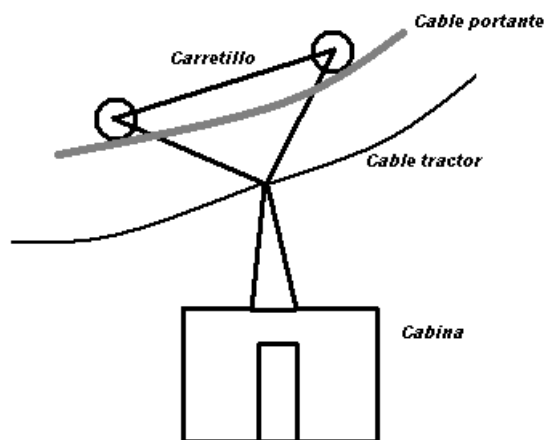


(ORRO ARCAY, y otros, 2003)

2.3.1.3 Teleféricos con vehículos automotores: (Únicamente existe cable portante) En este tipo de teleférico el vehículo circula sobre uno o mas cables portantes impulsado por sus propios medios. El disponer un vehículo autónomo permite que el equipo de las estaciones sea simple, pero la tracción por fricción esta limitada a pendientes pequeñas. Por esta razón el sistema no se ha extendido, utilizándose casi exclusivamente como vehículo de rescate para teleféricos bicables.

2.3.1.4 Teleféricos bicable: (Tienen cables tractores y cables portantes) Un teleférico bicable tiene uno o varios cables portantes sobre los que el vehículo rueda por medio de sus carretones o carretillos. El vehículo es propulsado por uno o mas cables tractores. Por tanto, el “bi-”de bicable no se refiere al numero de cables sino a que las 2 funciones (sustentar la carga y transmitir la tracción) están asignadas a 2 tipos de cables diferentes. Este sistema es ampliamente utilizado por su resistencia relativamente alta al viento y a la posibilidad de salvar grandes distancias sin soportes intermedios.(ORRO ARCAY, y otros, 2003)

Figura 3. Teleférico bicable



(ORRO ARCAY, y otros, 2003)

### 2.3.2 Según el tipo y sentido del movimiento.

2.3.2.1 Movimiento unidireccional o circulante: Este tipo de movimiento se da tanto en teleféricos como en telesquís. La dirección del movimiento nunca cambia en condiciones normales. Dentro de este tipo de movimiento se pueden distinguir 2 variantes.

- a.** Instalaciones de movimiento continuo: La circulación del cable tractor o del transportador se realiza a velocidad constante. Los vehículos pueden estar unidos permanentemente al cable o acoplarse durante las operaciones (vehículos desenganchables).
- b.** Instalaciones de movimiento intermitente: la velocidad de los cables cambia intermitentemente (por ejemplo si los vehículos se detienen en las estaciones) o periódicamente (por ejemplo si los vehículos circulan mas despacio al pasar sobre soportes) dependiendo de la posición de los vehículos. Se conocen a veces como pulsantes o pulsados. Los vehículos (o grupos de vehículos) suelen estar fijos al cable. En el caso habitual de que esté formado por un grupo de vehículos se le conoce como teleférico de grupo.

2.3.2.2 Movimiento reversible o de vaivén: El movimiento presenta inversiones cíclicas, los vehículos se mueven hacia delante y hacia atrás entre las estaciones en el mismo cable. Puede existir una sola línea o 2 vehículos en 2 líneas paralelas.(ORRO ARCAY, y otros, 2003)

## 2.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DEL TELEFÉRICO BICABLE.

Están contruidos por uno o mas vehículos que corren sobre el cable portante, el cual por lo regular lleva un contrapeso en un extremo. Los vehículos están unidos entre si por el cable tractor, el cual es reenviado sobre las poleas en cada una de las estaciones. Dicho

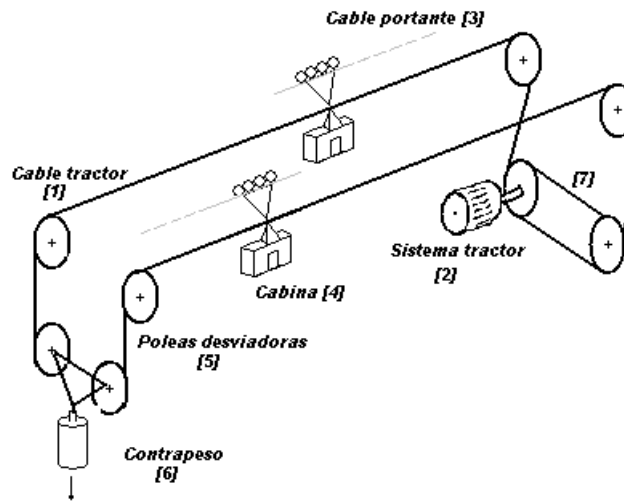
cable resulta, por consiguiente, cerrado en anillo (anillo tractor).

Las ventajas del sistema frente a los teleféricos monocables es que admite vanos de mayor longitud y presenta una mayor resistencia a los vientos transversales. Las limitaciones en cuanto a la longitud a alcanzar se deben a dos motivos, por un lado la resistencia de los cables y por otro lado el descenso que se produce cuando la cabina está en el centro del vano (flecha), que se limita tanto para mantenerse una distancia de seguridad al terreno como para que la pendiente del cable no sea excesiva. (JIMÉNEZ BENJUMEA, y otros, 2002)

Con los cables actuales, es posible realizar vanos de gran longitud, por lo que no suele ser este el factor limitante. Suele ser el esfuerzo en estos y en sus soportes lo que indica cuantos vanos deben disponerse, ya que es un condicionante topográfico. Si el teleférico va a seguir una ladera, suele ser necesario disponer un mayor número de apoyos para que estos no resulten excesivamente altos. Por el contrario, cuando lo que se busca es atravesar una depresión pueden disponerse vanos mayores.

2.4.1 Sistema tractor y portante. Un esquema básico de la operación de los sistemas tractores de los teleféricos bicables se encuentra en la figura 4

Figura 4. Sistema de tracción bicable



En la figura 4 se puede observar que las cabinas(4) son movidas por un cable tractor(1) que se desplaza a través de un arreglo de poleas(5) conectadas a un sistema motriz(2), que consiste en un motor con su respectivo reductor de velocidad. En este esquema se excluye el sistema de cable portante(3), el cual se aprecia con mas detalle en la figura 5. Este sistema de tracción también esta compuesto por un contrapeso(6), que sirve para tensar el cable, quien está sometido a cargas cíclicas de tensión, y que también por su propio peso va a ser estirado constantemente.

En el siguiente par de figuras, se pueden ver 2 teleféricos bicable con su respectivo arreglo de tracción en el carretillo.

Tabla 4. Campitello di Fassa, Italy y Guadalupe, Colombia



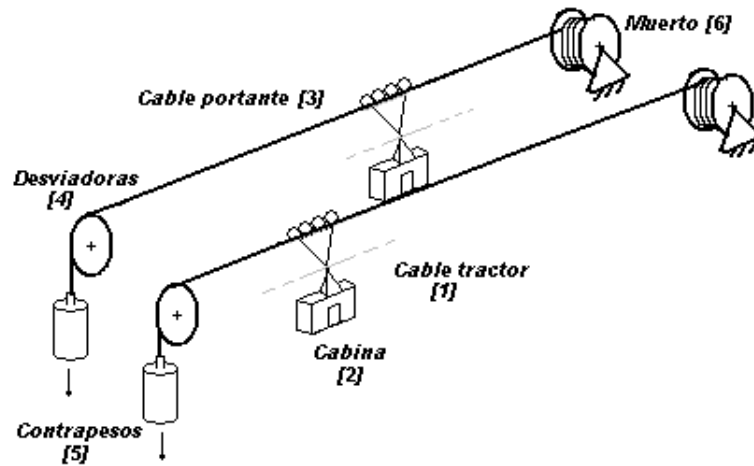
(DOPPLEMAYR@, 2009)

Tabla 5. Guadalupe, Colombia



En las 2 figuras pertenecientes al teleférico bicable de guadalupe, Antioquia. Se presenta el mecanismo de tensionamiento para cables tractores, que son el respectivo sistema desviador y de contrapeso (5 y 6) de la figura 4

Figura 5. Sistema portante bicable



En la figura 5, se puede apreciar el sistema portante de los teleféricos bicable. En este sistema las cabinas(2) se apoyan sobre el cable portante(3), el cual a su vez es empotrado en los (muertos) (6) y tensados por los contrapesos(5). Por otro lado en las 2 figuras siguientes se puede distinguir el desvío y el contrapeso respectivo para el cable portante.

Tabla 6. New York, USA y Guadalupe, Colombia



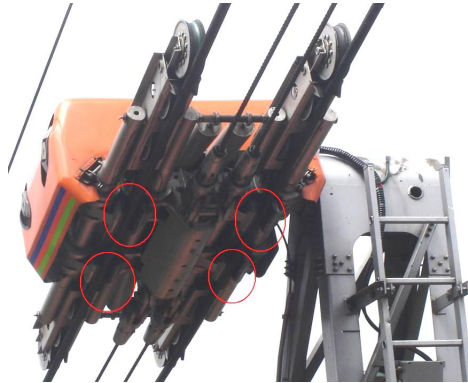
2.4.2 Sistemas de frenado. En los bicables que tengan varios vehículos en línea, los dispositivos de frenado están limitados a los de estación, por no ser fácil el accionamiento automático simultáneo de los frenos de todos los coches de un ramal y por considerarse peligroso para los otros coches de un mismo ramal el frenado de un solo vehículo perteneciente a dicho ramal. (ORRO ARCAY, y otros, 2003)

La parada de 2 vehículos, por lo regular accionada por medio del cable de tracción de los dispositivos de frenado que actúan en la estación sobre el cabrestante motor, puede efectuarse también, en caso de emergencia, por medio de frenos de mordaza instalados en cada uno de los vehículos y que actúan ya sea directamente sobre el cable tractor o bien, en los antiguos sistemas, sobre un adecuado cable auxiliar denominado cable de freno. Los frenos de los vehículos están destinados a actuar, ya sea accionados por el agente de vigilancia, o automáticamente, por rotura del anillo tractor.(SOLANA BARJACOBA, y otros, 2001)

Los frenos de mordaza de los teleféricos bicable son fabricados con el fin de proveer una seguridad última en caso de que se pierda la tensión de arrastre del cable tractor. Un caso extremo de pérdida de esta fuerza, es el caso en el que el cable se revienta, dejando a la cabina del teleférico con un grado de libertad sobre el eje del cable portante, situación que no puede ser considerada posible, por efectos lógicos de seguridad. El freno en alguno de estos casos, lo que hace es detectar la reducción o pérdida total de la tensión del cable tractor e inmediatamente le ordena a un sistema de almacenamiento de fuerza que actúe, generando un aprisionamiento de unas zapatas contra la superficie del cable portante, lo que eventualmente creará una fuerza de fricción entre las zapatas y el cable, que hará detener la cabina hasta que una fuerza externa considere que es seguro operar el sistema y se restaure el dispositivo a su estado inicial.

A continuación se muestran algunas fotografías de los frenos ubicados en el carretillo del teleférico

Figura 6. Freno teleférico Monserrate



(Bogotá, Colombia)

Figura 7. Freno teleférico Pan de azucar



(Río de Janeiro, Brasil)

Figura 8. Freno teleférico Guadalupe



(Guadalupe, Colombia)

## 2.5 CONCLUSIONES CAPITULO 2.

El mercado del transporte por cable en el mundo es un oligopolio dominado por 2 compañías muy importantes que al final, pautan los costos, el desarrollo y la información de estos sistemas. Lo que nos muestra, que si por alguna circunstancia un sistema de seguridad es solicitado individualmente, la compañía generaría una alta resistencia para la venta o soporte.

El teleférico como medio de transporte tiene inconvenientes y ventajas. Tiene en contra que cabe poca gente en las cabinas, que sólo sirve para distancias cortas, que suele ser lento y con trazado de la ruta básicamente rectilínea, además la carga máxima admisible es reducida, y el tamaño y volumen de diseño de la cabina también es restringido.

Por otro lado hay ventajas que le son propias. Casi no ocupa terreno; sólo las estaciones y las bases de las torres. Requiere poco personal, porque los vehículos no llevan conductor. Es barato de mover. Contamina poco, es prácticamente silencioso y se adapta bien a las condiciones geográficas del terreno.

La ventaja del método reversible o de vaiven es que el equipamiento de las estaciones y la suspensión del vehículo es menos compleja. Los inconvenientes son que la capacidad de transporte se va reduciendo al aumentar la longitud de la línea y el hecho de que los vehículos deban detenerse en las estaciones.

### 3 REQUERIMIENTOS DE LA NORMATIVIDAD

Aunque la legislación Colombiana no se ha pronunciado con respecto a los sistemas de transporte por cable, compañías como Coservicios se apoyan en la normativa internacional para poder aportar calidad al producto nacional. Además se debe tener la certeza de que estas normas Europeas se han creado con el fin de transmitir el alto conocimiento y la experiencia que en estos países se ha desarrollado.

A continuación se presentaran algunas normas referenciadas que tratan el tema del freno de cabina:

#### 3.1 REAL DECRETO 596/02, DE 28 DE JUNIO, POR EL QUE SE REGULAN LOS REQUISITOS QUE DEBEN CUMPLIRSE PARA LA PROYECCIÓN, CONSTRUCCIÓN, PUESTA EN SERVICIO Y EXPLOTACIÓN DE LAS INSTALACIONES DE PERSONAS POR CABLE.

El Parlamento Europeo y el Consejo aprobaron, en el año 2000, esta Directiva relativa a las instalaciones de transporte de personas por cable, la cual determina los requisitos esenciales de seguridad en estas instalaciones. Esta norma solo aplica para España, pero en Colombia se toma como referencia.

Anexo II. Requisitos esenciales

Artículo 2. Requisitos generales.

Sección 2.4 Dimensionamiento.

La instalación, los subsistemas y todos sus constituyentes de seguridad deben tener las dimensiones necesarias y estar diseñados y realizados para resistir con seguridad

suficiente los esfuerzos correspondientes a todas las condiciones previsibles, incluidas las que puedan producirse con la instalación fuera de servicio, teniendo en cuenta, en particular, las acciones exteriores, los efectos dinámicos y los fenómenos de fatiga, y utilizando las posibilidades técnicas existentes, especialmente en la elección de los materiales.

## Sección 2.7 Dispositivos de seguridad.

Subsección 2.7.2 En cualquier momento deberá ser posible detener manualmente la instalación.

Subsección 2.7.3 Una vez se haya detenido la instalación mediante un dispositivo de seguridad, no deberá ser posible volver a ponerla en funcionamiento sin tomar las medidas adecuadas.

## Sección 2.8 Requisitos referentes al mantenimiento.

La instalación deberá proyectarse y construirse de modo que las labores de mantenimiento y reparación, especiales o de rutina, puedan llevarse a cabo de forma segura.

Artículo 4. Requisitos referentes a los cables, sistemas de equipo motor y de frenado, así como a las instalaciones mecánicas y eléctricas.

## Sección 4.2 Instalaciones mecánicas.

### Subsección 4.2.3 Sistema de frenado:

Subsección 4.2.3.1 En caso de emergencia, los vehículos deberán poder detenerse en cualquier momento, en las condiciones más desfavorables en lo referente a peso y adherencia a la polea que estén permitidas para su funcionamiento. La distancia de frenado será tan reducida como sea preciso para la seguridad de la instalación.

Subsección 4.2.3.2 Los valores de desaceleración deberán ajustarse a límites adecuados, de modo que se garantice la seguridad de las personas y el funcionamiento correcto de los vehículos, cables y demás partes de la instalación.

Subsección 4.2.3.3 Todas las instalaciones deberán ir provistas de dos o más sistemas de frenado, cada uno de los cuales deberá poder detener la instalación; los sistemas de frenado deberán estar coordinados de tal modo que puedan sustituir automáticamente al sistema activo cuando la eficacia de éste sea insuficiente. El último sistema de frenado de reserva del cable de tracción deberá actuar directamente sobre la polea de tracción.

Subsección 4.2.3.4 La instalación deberá estar provista de un dispositivo de parada y de inmovilización que impida que pueda volver a ponerse en funcionamiento de forma inintencionada. (CARRETEROS@, 2006)

## 3.2 PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARA LA CONSTRUCCIÓN Y EXPLOTACIÓN DE LAS INSTALACIONES DE TELEFÉRICOS Y FUNICULARES

Este pliego fue aprobado en el año de 1979, por el ministro de transporte Español. Aunque este pliego ha sido actualizado, su referencia a nivel nacional debe hacerse de forma prudente, ya que su antigüedad por un lado puede generar disposiciones imprecisas, pero la experiencia adquirida con esta normatividad puede ser importante.

### Titulo II. Prescripciones generales

#### Condición 2.7 Velocidad de funcionamiento.

A la hora de fijar la velocidad de funcionamiento de una instalación de transporte por cable deberán tenerse en cuenta los siguientes puntos:

Que la energía mecánica acumulada en el vehículo y en los correspondientes cables pueda transformarse en calor al efectuar el frenado, sin detrimento para los frenos y sin merma de su efectividad.

A continuación se indican las velocidades máximas admisibles para los diferentes tipos de instalaciones. Previamente a su autorización la Administración competente podrá exigir el funcionamiento de la instalación a velocidades inferiores, durante un período experimental y, a la vista de los resultados obtenidos, fijar la velocidad máxima de marcha en cada caso.

Sección 2.7.3 Teleféricos bicables con vehículos no acompañados:

- (a) En línea: 7,00 m/s.
- (b) Al paso por los soportes de línea: 6,00 m/s.
- (c) En estaciones: 0,40 m/s.

Condición 2.9 Capacidad y acompañamiento de los vehículos.

Sección 2.9.4 Cálculo de la carga de un vehículo.

Para el cálculo de la carga de un vehículo se tendrá en cuenta su capacidad, las condiciones climatológicas y el equipo que puedan llevar los viajeros. Se tomarán valores comprendidos entre 70 y 100 kilogramos para el peso medio de un viajero.

Condición 4.3 Equipo motor y frenos.

Sección 4.3.5 Frenos del equipo motor.

El equipo motor tendrá al menos dos frenos independientes, automáticos y regulables, uno de los cuales actuará directamente sobre la polea motriz. Asimismo, uno de ellos deberá poderse utilizar como freno de mano de acción directa y ser susceptible de regulación. En aquellas instalaciones en las que se produzca una desaceleración suficiente, exclusivamente por efecto de la resistencia de la línea, aun en las condiciones de carga y temperatura más desfavorables e incluso en caso de rotura de un elemento de transmisión, podrá suprimirse el freno sobre la polea motriz.

El esfuerzo de frenado del freno automático se ejercerá por medio de contrapesos o de resortes de compresión.

La desaceleración en el frenado no deberá sobrepasar  $1,5 \text{ m/s}^2$ .

Los elementos de los frenos se calcularán bajo carga estática, con un coeficiente de seguridad mínimo de 3,5 respecto al límite elástico.

#### Condición 6.8 Frenos del carro

##### Sección 6.8.1 En los sistemas bicables.

En los sistemas bicables los carros estarán en general provistos de un freno capaz de detener la cabina en las condiciones más desfavorables (componente del peso máximo suspendido en el tramo de máxima pendiente y de las acciones de todo tipo que pudieran originarse en caso de rotura del cable tractor).

Podrán autorizarse instalaciones sin freno del carro siempre que se cumplan las condiciones exigidas en alguno de los dos apartados siguientes:

(a) Que se utilice más de un cable tractor (ordinariamente tres) de tal manera que, en caso de rotura de uno de ellos, los restantes sean capaces de sostener la cabina con la seguridad exigible.

(b) Que, si se utiliza un solo cable tractor, éste sea en bucle cerrado y de una sola pieza. El coeficiente de seguridad mínimo habrá de ser 5. En caso de no existir personal de acompañamiento, el gálibo será superior al normal o bien habrá de existir un dispositivo que detenga automáticamente la instalación si se producen oscilaciones transversales excesivas. Así mismo existirá un dispositivo que detecte las variaciones anormales en la tensión del cable tractor. (En caso de instalaciones de corta longitud y con toda la visibilidad de toda la línea desde el puesto de mando, ausencia de soportes de línea, etc., podrá prescindirse de estos dispositivos). Por otra parte, las mordazas de sujeción del carro al cable tractor estarán duplicadas. Deberá incrementarse el número de revisiones de los dispositivos de seguridad y del cable tractor, cuyo control visual será frecuente y cuidadoso, sobre todo después de tempestades con descargas eléctricas. El cable tractor será examinado anualmente mediante método magnetográfico.

#### Sección 6.8.2 En caso de rotura de cables.

En el caso de rotura o aflojamiento del cable tractor, el vehículo deberá quedar frenado automáticamente sobre el cable portante o sobre un cable de frenado.

El freno del carro actuará también automáticamente en caso de rotura de cualquiera de las piezas de unión del cable al carro. Igualmente, y en la medida de lo posible, deberá funcionar automáticamente el freno si se produce la rotura de alguna de las piezas del sistema de accionamiento manual.

#### Sección 6.8.3 En vehículos acompañados.

En el caso de vehículos acompañados por un agente, el freno del carro deberá poder ser accionado manualmente desde la cabina.

#### Sección 6.8.4 Parada de la instalación.

Con el freno del carro actuado, y hasta tanto se detenga la instalación, los vehículos inclinados transversalmente dentro de los límites admitidos deberán poder pasar por los soportes de línea y entrar en las estaciones sin inconveniente alguno.

#### Sección 6.8.5 Materiales y esfuerzo de frenado.

El material utilizado en los frenos, así como el esfuerzo de frenado, serán los adecuados para que dicha acción se ejerza en una distancia admisible, sin que se produzca un calentamiento o desgaste excesivo de las mordazas con disminución apreciable de sus dimensiones que, de hecho, haga insuficiente la fuerza ejercida por los resortes o sistema equivalente. (CARRETEROS@, 2006)

### 3.3 UNE EN 1909=2005 RECUPERACIÓN Y EVACUACIÓN

Capítulo 9. Requisitos para la evacuación de pasajeros

Apartado 9.1.4 Los métodos y materiales de evacuación deben estar pensados de tal forma que su utilización no necesite una participación activa de los pasajeros

### 3.4 UNE EN 13223 REQUISITOS DE SEGURIDAD DE LAS INSTALACIONES DE TRANSPORTE POR CABLE DESTINADAS A PERSONAS. ACCIONAMIENTOS Y OTROS DISPOSITIVOS MECÁNICOS

Apartado 9.1.4 Se debe verificar la eficacia del freno en todas las condiciones climatológicas.

La longitud de parada en el caso de carga más desfavorable, debe ser, como máximo, igual a la distancia que recorre el cable en 3 segundos a su máxima velocidad de funcionamiento.

### 3.5 NORMA AMERICANA 32.2.32 (b).

El freno debe ser capaz de:

Sostener el carro a plena carga en caso de que falle el *haul rope* o *counter rope*. Nota: Counter rope, es la porción del cable tractor en un sistema bicable reversible, que conecta los carros pero no pasa alrededor de la polea motriz.

Sostener el carro a plena carga en el punto de máximo gradiente del cable portante, considerando un factor de seguridad de 1, con zapatas de freno desgastadas debido a una distancia de frenado a una velocidad de viaje de  $0.75V^2$  (V es la máxima velocidad de viaje en m/s).

Funcionar automáticamente en caso de que el *haul rope* o *counter rope* fallen.

Activarse manualmente por el conductor de la cabina.

El freno debe ser capaz de desacelerar la cabina operando a la máxima velocidad, con las condiciones de carga mas desfavorables, a  $0.46m/s^2$ .

### 3.6 CONCLUSIONES CAPITULO 3

La industria del transporte por cables desde sus inicios ha sido obligada a mantener unos altos estándares de seguridad y confiabilidad. Claramente un teleférico para salir al mercado debe cumplir con unos estándares rigurosos de calidad pautados entre otros, por el comprador que por lo general es el gobierno de una población, lo que lo hace muy susceptible a la desaprobación, pero también lo hace muy susceptible a la aprobación apresurada y desmedida.

Los riesgos potenciales que se derivan de la operación del teleférico, generan una preocupación que se convierte en un requerimiento del usuario, y es aquí donde se ve la necesidad de crear diferentes sistemas de seguridad que garanticen un medio de transporte óptimo.

Aunque no podemos perder de vista la totalidad de las normas que rigen estos sistemas, el objetivo principal en esta sección ha sido la de mostrar cuales apartes de la normas inciden directamente sobre el dispositivo a analizar.

Luego de ver estas normas, se puede decir que muchas de ellas pautan de manera similar los requerimientos para el freno, y aunque se establecen valores diferentes por ejemplo de desaceleración, hay un rango apreciable que es el que se va a tomar como requerimiento de diseño.

## 4 PROCESO DE DISEÑO

### 4.1 ELABORACIÓN DE LA LISTA DE REQUISITOS

Después de depurar algunos de los requisitos de la norma internacional, queda enumerar también los requisitos de los clientes y los usuarios (en este caso Coservicios S.A) para así poder realizar una evaluación de variantes de solución y para facilitar la toma de decisiones.(VDI 2222, 1977)

- El carro del teleférico debe estar equipado con un freno que se aferra al cable portante, y este debe ser provisto para reducir el riesgo de lesión de los pasajeros en las cabina.
- El freno se debería aplicar automáticamente en caso de que falle el cable tractor
- El freno debería ser capaz de sostener el carro a plena carga en el punto de mayor gradiente del cable portante con un F.S de 1.5, aun con las zapatas desgastadas.
- Debe operar en cables de 22mm de diámetro.
- Debe operar con condiciones climatológicas desfavorables
- El freno debe ser aplicado por resortes u otras formas aprobadas de almacenar energía.
- Debe funcionar en las condiciones mas desfavorables (lluvia, máxima pendiente, cable engrasado).
- Debe accionarse automáticamente por la ruptura o falta de tensión del cable tractor.
- Se considera una velocidad máxima del carro de  $3m/s$
- Desaceleración producida por el frenado  $\leq 1.5m/s^2$

Tabla 7. Requisitos

Características	Cuantificación	Significado *
NECESARIOS		
Requisitos fijos		
1.1 Diámetro de aplicación	22mm	
1.2 Frenado de carga máx (Ver sec. 4.5.1)	18050N	
1.3 Frenado de velocidad max	3m/s	
1.4 Desaceleración	$\leq 1.5m/s^2$	
1.5 Distancia de frenado	$x = 3m/s * 3s =$ 9m	
1.6 Aplicación con condiciones de lluvia, máxima pendiente y cable engrasado		
1.7 Buen factor de seguridad	$\geq 1.5$	
Requisitos mínimos		
2.1 Resistencia a la corrosión		III
2.2 Mantenimiento sencillo		II
2.3 Intervalo de revisión	$\geq 1000$ horas de operación	I
2.4 Construcción modular de acople al carretillo actual		II
2.5 Costos de producción permisibles		IV
DESEABLES		
Requisitos variables		
3.1 Activarse por el conductor de la cabina		II
3.2 Montaje sencillo en el sitio de instalación		I

\* Significado de los requisitos:

IV de significado determinante

III de gran significado

II de significado

I de poco significado

## 4.2 ABSTRACCIÓN, FUNCIÓN TOTAL Y SUBDIVISIÓN EN FUNCIONES PARCIALES

A pesar de que en la lista de requisitos, la tarea a solucionar está consignada claramente a grandes rasgos, son posibles de acuerdo a la experiencia, innumerables soluciones para la tarea de frenar. Se logra un paso importante cuando la tarea que se distingue en la lista de requisitos se analiza y se formula en abstracto eliminando lo individual, lo casual y no esencial, y se destaca lo general, necesario y esencial.

La función es la relación general de acción, descrita en abstracto, entre las magnitudes de entrada, de salida y de estado de un sistema, necesaria para realizar una tarea.(VDI 2222, 1977)

## 4.3 CAJA NEGRA

Para lograr un buen diseño o la creación de un producto que satisfaga todas las necesidades del cliente, se debe seguir muy bien un análisis de los términos usados para referirse a los componentes que forman parte del diseño seleccionado y en la forma que se lleven al producto las necesidades especificadas anteriormente.

Primero que todo se debe definir apropiadamente la función principal del dispositivo a diseñar, es decir, la actividad mas relevante y para la cual el objeto será diseñado cuando esté en uso. Para encontrar la función principal es necesario recurrir a las reglas de conformación del lenguaje, preguntando por el complemento directo del enunciado que contenga el verbo de la función principal del objeto el cual es frenar, mostrando el objetivo fundamental para el cual está construido el dispositivo. También es de vital importancia analizar los diagramas de flujo, los cuales están compuestos por materia, energía e información que entran y salen del sistema.

Figura 9. Caja negra

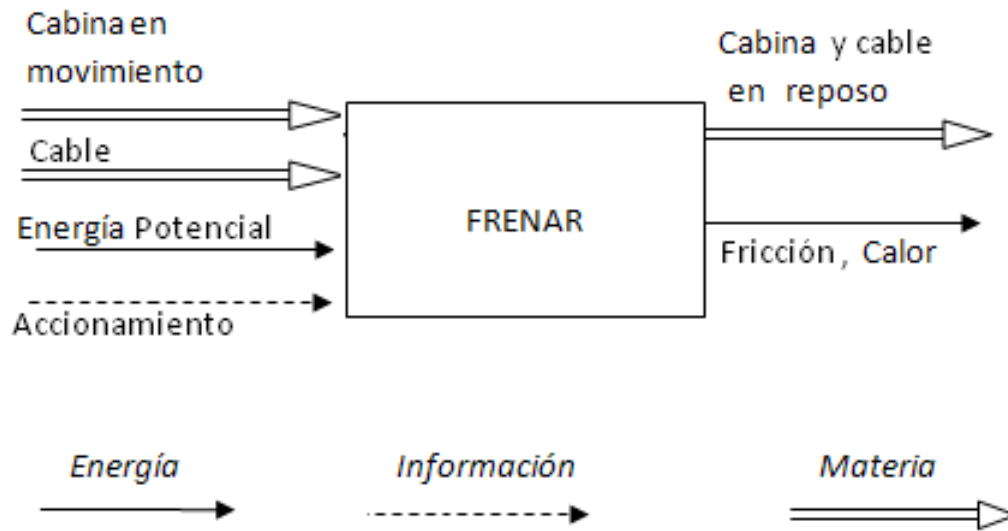


Figura 10. Funciones parciales

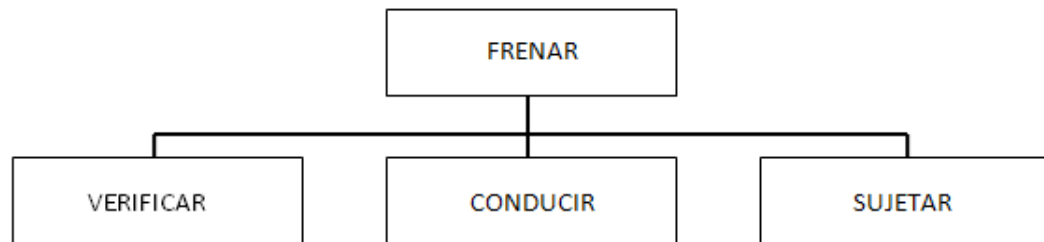
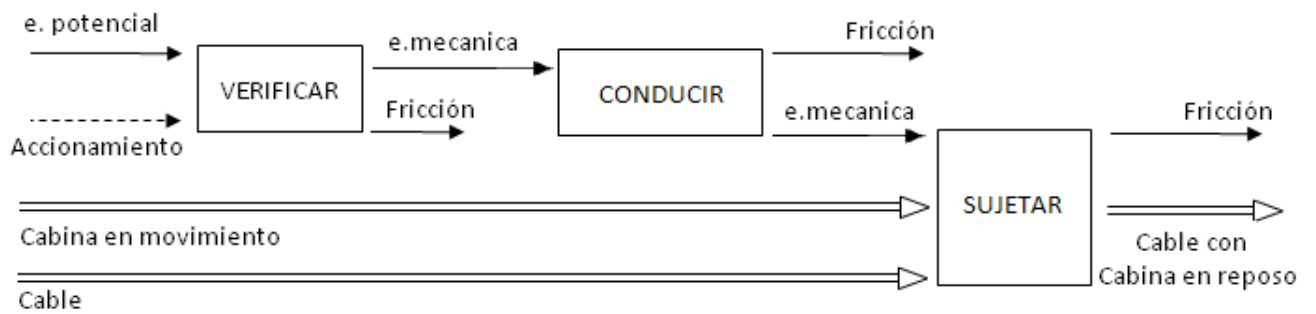


Figura 11. Estructura de funciones parciales



La función principal del artefacto es frenar la cabina, sin embargo para poder cumplir cabalmente con lo propuesto por esta, es necesario que existan subsistemas integrados al freno capaces de realizar subfunciones. Estas pueden ser fácilmente visualizadas en la estructura de funciones parciales, en la cual se diferencian los flujos de materia, energía e información.






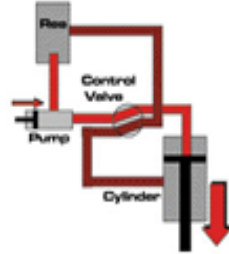



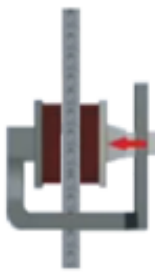
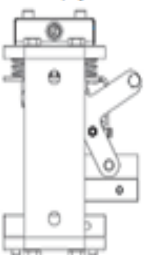
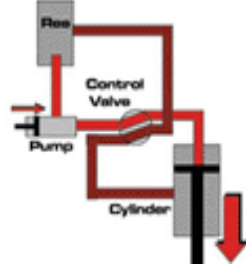


En la figura 11 se muestra la abstracción del funcionamiento general del freno. En la entrada de este diagrama hay energía, señal de accionamiento, cabina y cable tractor, estos 2 últimos elementos físicos son los operandos de la función final del mecanismo, y esto se debe a que antes de realizar el frenado, el mecanismo de sujeción se debe dar cuenta que ocurre una situación anómala para poder accionarse, en otras palabras debe existir un dispositivo previo de reconocimiento y disparo.

Cabe aclarar, que la función principal del dispositivo es frenar, pero de hecho debe existir otro dispositivo u otra subfunción que libere la cabina nuevamente. En la siguiente matriz se observa que al final se adiciona una subfunción con el fin de cumplir esta tarea.

#### 4.4 MATRIZ MORFOLÓGICA

En este punto se transcriben en ideas todos los estamentos propuestos en referencia a la etapa conceptual y el listado de requerimientos. Es una etapa donde el uso de metodologías diversas, dibujos y ecuaciones permiten llegar al diseño definitivo. Para la elección de la mejor alternativa se seguirá el método de la matriz morfológica y en mayor medida el análisis de sistemas técnicos conocidos.

Figura 12. Matriz morfológica

Sln. Sub.fnc	1	2	3	4
VERIFICAR A	<p>Cable tractor con resorte en carretillo</p> 	<p>Centrífuga</p> 	<p>Sistema eléctrico</p>  <p><i>Schmersal@ 2010</i></p>	<p>Medidor de tensión</p> 
CONDUCIR (Disparo) B	<p>Timonería</p> 	<p>Sistema hidráulico</p> 	<p>Resorte</p> 	
SUJETAR C	<p>Cuña</p> 	<p>Pinza</p> 	<p>Mordaza lineal</p> 	<p>Mecanismo "drop jaw"</p>  <p><i>Atwell@ 2007</i></p>
MOVER (Liberar) D	<p>Sistema hidráulico</p> 	<p>Guaya</p> 	<p>Resorte</p> 	

## 4.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para empezar a agrupar subfunciones y encontrar un concepto solución, primero se deben evaluar parámetros como la economía, la seguridad, la facilidad de manufactura, el mantenimiento y las cargas de accionamiento, estos con el fin de descartar tecnologías que no son aptas.

De la anterior matriz morfológica, se pueden sacar varias combinaciones de subfunciones para lograr el objetivo final. De todas maneras hay diferentes alternativas que son estrictamente compatibles con otras, lo cual obliga a agruparlas selectivamente para luego hacer la evaluación.

Para establecer los conceptos solución se tomaron las posibles soluciones de cada subfunción y se agruparon de tal manera que cada concepto quedara lo mas heterogéneo posible con respecto a los otros, esto ofrece por un lado la posibilidad de considerar al fabricante cada solución, pero al mismo tiempo puede polarizar la decisión del concepto final.

Al final se establecen 3 conceptos solución:

$$C1=A1+B1+C1+D2$$

$$C2=A3+B3+C2+D1$$

$$C3=A2+B3+C4+D2$$

La calificación tiene un rango de 0 a 5, siendo 5 lo mejor y 0 lo peor, este valor será multiplicado por la importancia relativa(peso) y luego sumado con los otros parámetros con el fin de obtener una base cuantitativa que facilite la selección del concepto.

Los criterios para comparar las 3 alternativas son:

- Economía: Sobre este criterio inciden el número de piezas que se deben procesar, tipos de procesos de manufactura, tiempos de procesamiento, complejidad de en-

samble y cantidad de dispositivos a instalar (en algunos casos para las 2 direcciones de movimiento deben haber 2 frenos instalados).

- Seguridad: este criterio tiene que ver con el comportamiento del dispositivo ante la probabilidad de falla
- Facilidad de manufactura: que procesos de manufactura son requeridos versus la disponibilidad de estos procesos ya sea en Coservicios o en otra empresa local que realice el trabajo.
- Mantenimiento: que tan complejas y con que frecuencia se estiman las inspecciones, mantenimientos correctivos y preventivos que se le debe hacer al freno.
- Cargas de accionamiento: fuerza requerida para el accionamiento del dispositivo. Los cálculos para este criterio se encuentran en la siguiente subsección.

Tabla 8. Evaluación de alternativas

Criterio	Peso	C1(Cuña)		C2(Pinzas)		C3(Drop jaw)	
		Calif	valor	Calif	valor	Calif	valor
<b>Economía</b>	10	4	0.4	5	0.5	2	0.2
<b>Seguridad</b>	20	4	0.8	3.5	0.7	4	0.8
<b>Fac. Manufactura</b>	10	3.5	0.35	4	0.4	2	0.2
<b>Mantenimiento</b>	10	4	0.4	4	0.4	3	0.3
<b>Carga de Accionamiento</b>	25	5	1.25	3	0.75	5	1.25
<b>Tipo de liberación</b>	25	2	0.5	4	1	3	0.75
<i>TOTAL</i>	100		3.7		3.75		3.5

4.5.1 Cálculos para calificación de conceptos solución. Muchas variables de diseño dependen de un proyecto específico, así que en este caso el proyecto en el cual se decidió aplicar el freno, es el realizado en Buenavista, Quindío.

El teleférico instalado en esta localidad posee las siguientes características:

Numero de pasajeros = 8

Peso de la cabina = 600 Kg

Peso del carretillo = 600 Kg.

Ángulo de inclinación mínimo =  $8^\circ$

Ángulo de inclinación máximo =  $35^\circ$

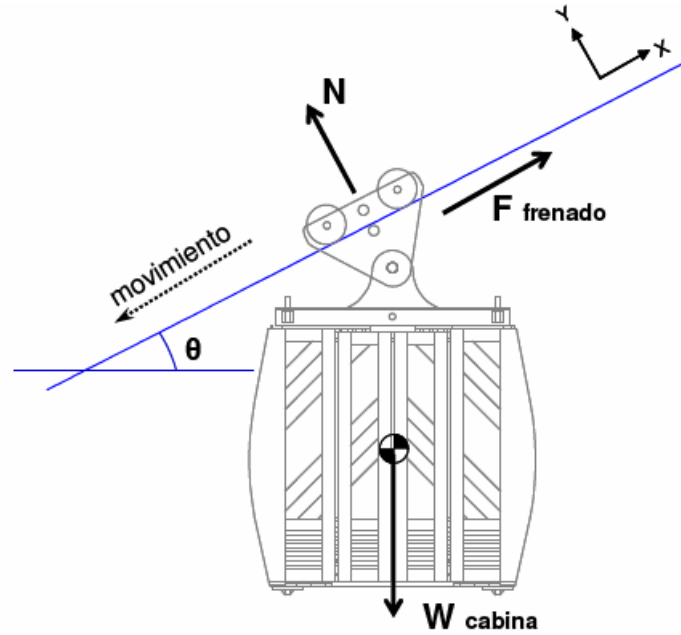
Velocidad máxima de operación =  $3m/s$

4.5.2 Fuerza de frenado. Para calcular la fuerza de frenado requerida, se debe conocer el peso máximo de la cabina con el carretillo y los pasajeros para así descomponer esta fuerza con respecto al ángulo máximo del trayecto (en este caso  $35^\circ$ ).

Para este cálculo se hicieron las siguientes suposiciones:

- Se desprecian todas aquellas fuerzas que actúan a favor del frenado como la fricción del viento, el efecto de contrapeso de la segunda cabina y el efecto del cable tractor.
- Se supone que el cable tractor no ejerce ninguna acción sobre la cabina una vez que se ha roto.
- El caso de carga más desfavorable se presenta cuando la cabina desciende llena, a su máxima velocidad de operación, en un ángulo definido por la inclinación más pronunciada del cable en las instalaciones (ver figura 13).

Figura 13. Carretillo Buenavista, diagrama de cuerpo libre



(Coservicios, 2010)

Entonces la desaceleración de frenado requerida por la norma es

$$\begin{aligned}
 x &= v \times t \\
 x &= 3m/s \times 3s = 9m \\
 a_f &= \frac{\Delta V^2}{2x} \\
 &= \frac{(0 - (3m/s)^2)}{2 \times 9m} \\
 &= -0.5m/s^2
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

Peso de los pasajeros = 8 psj x 80 Kg =640 kg

Peso de la carga muerta = 1200 Kg

$$M \text{ cabina} = 640\text{Kg} + 600\text{Kg} + 600\text{Kg} = 1840\text{Kg}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{frenado}} &= mg \sin \theta + ma_f \\ &= m(g \sin \theta + a_f) \\ &= 1840\text{Kg} \left( 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \sin(35) + 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \\ &= 11273.3\text{N} \end{aligned} \tag{4.2}$$

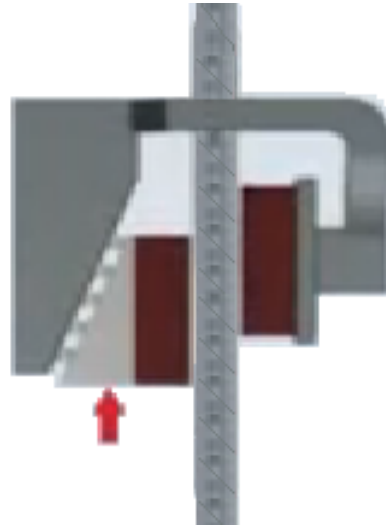
Este valor corresponde a la magnitud del vector fuerza en dirección contraria al movimiento y actuando sobre el eje del cable portante. Esta fuerza debe ser producida por la fricción entre el material del cable y el material de las zapatas del freno, y además en condiciones climatológicas desfavorables.

Para el material de las zapatas se escoge el bronce. Este material tiene una amplia variedad de usos como resultado de la versatilidad de sus propiedades mecánicas, físicas y químicas, resiste la corrosión, incluso la de origen marino, el umbral de fatiga metálica es bajo, y es buen conductor del calor y la electricidad. Otra característica diferencial es la ausencia de chispas cuando se le golpea contra superficies duras.

El coeficiente de fricción dinámica entre el bronce y el cable de acero (húmedo y engrasado) se sitúa alrededor de 0.13, valor que se tomará en el siguiente análisis para el cálculo de la distancia teórica de frenado y de la fuerza requerida en el sistema de almacenamiento de energía.

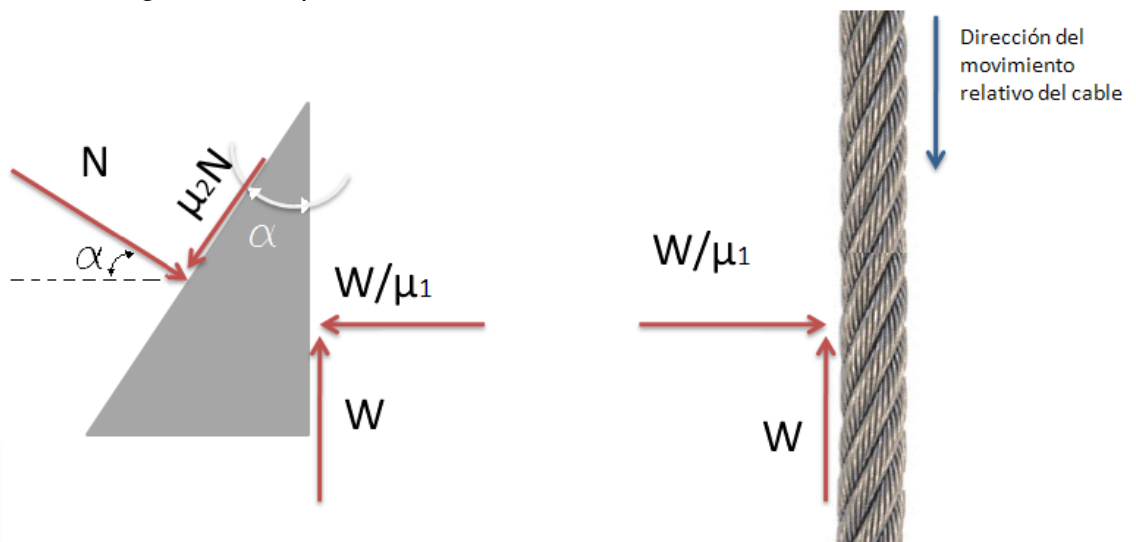
4.5.3 Fuerza de accionamiento para el freno de cuña. El freno de cuña es la primera solución para la subfunción de sujeción, y este se apoya de la ventaja mecánica que ofrece un plano inclinado para generar un aprisionamiento del cable portante por medio de una fuerza lineal.

Figura 14. Diagrama freno de cuña



El cálculo de la cuña es un problema de fricción en el cual se establece que la fuerza de rozamiento entre la superficie de la zapata y el cable es la fuerza que autobloqueará el freno y realizará un frenado progresivo. Lo anterior supone que para un carretillo debe haber como mínimo 2 cuñas actuando en las 2 direcciones posibles de un viaje, de lo contrario no se puede hablar del autobloqueo del sistema.

Figura 15. Diagrama cuerpo libre cuña



En este diagrama  $\mu_1$  es el coeficiente de fricción entre la zapata y el cable,  $\mu_2$  es el coeficiente de fricción entre el ángulo inclinado de la cuña y la superficie deslizante,  $W$  es la componente del peso que actúa para autobloquear la cuña, se probará mas adelante que este valor no importará para el cálculo.

Luego se realiza una sumatoria de fuerzas para observar que el sistema es determinado con 2 ecuaciones y 2 incógnitas que son el ángulo  $\alpha$  y la normal  $N$ .

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ N \cos(\alpha) - \mu_2 N \sin(\alpha) - \frac{W}{\mu_1} &= 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ N \sin(\alpha) + \mu_2 N \cos(\alpha) - W &= 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

De 4.3

$$N = \frac{\frac{W}{\mu_1}}{\cos(\alpha) - \mu_2 \sin(\alpha)}$$

Se reemplaza en 4.4

$$\begin{aligned} \frac{W(\sin(\alpha) + \mu_2 \cos(\alpha))}{\mu_1(\cos(\alpha) - \mu_2 \sin(\alpha))} &= W \\ \frac{\sin(\alpha) + \mu_2 \cos(\alpha)}{\mu_1(\cos(\alpha) - \mu_2 \sin(\alpha))} - 1 &= 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

De la ecuación 4.5 se debe encontrar un  $\alpha$  que satisfaga la igualdad y que solo dependa de los coeficientes de fricción. Pero resulta que ocurren 3 situaciones que se deben analizar.

$$\mu_1 = \mu_2$$

En este caso  $\alpha = 0$

$$\mu_1 < \mu_2$$

si esta situación ocurre la ecuación converge en 0 para ángulos  $\alpha$  muy grandes

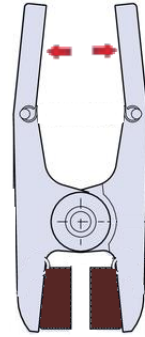
$$\mu_1 > \mu_2$$

Cuando  $\mu_1$  es mayor la ecuación converge en 0 para ángulos  $\alpha$  pequeños. En conclusión se deben escoger los materiales para el deslizamiento de la cuña de forma que tengan un coeficiente de fricción menor que el presente entre el cable y el bronce.

Como ejemplo, en este caso se podría usar una placa de grafito entre la cuña y el brazo de acero como material deslizante con un coeficiente de fricción estático de 0.1, y  $\mu_1$  sería 0.13. En este caso se resuelve la ecuación 4.5 para estos valores y se obtiene que el ángulo requerido para que la cuña se autobloquee con cualquier peso en la cabina debe ser de  $\alpha = 2^\circ$

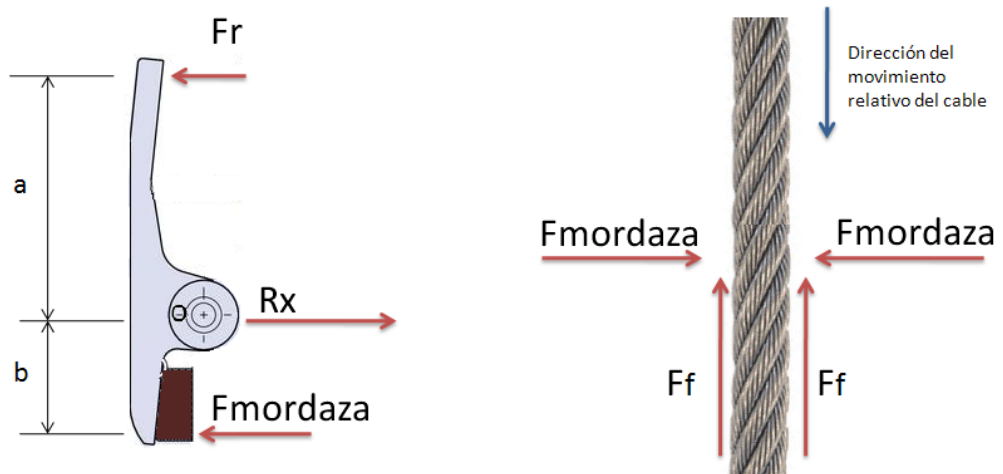
4.5.4 Fuerza de accionamiento para el freno de pinzas. El freno tipo pinza se apoya de un apalancamiento para agarrar el cable y generar la fricción requerida para el frenado.

Figura 16. Diagrama freno de pinza



Teniendo la fuerza de frenado, se debe igualar esta magnitud a la fuerza de rozamiento generada por las superficies para así encontrar la fuerza lineal requerida para el accionamiento del dispositivo.

Figura 17. Diagrama cuerpo libre pinza



$$F_{frenado} = 2Ff$$

$$F_{frenado} = 2 \times F_{mordaza} \times \mu_k \quad (4.6)$$

$$F_{mordaza} = \frac{F_{frenado}}{2 \times \mu_k}$$

De la figura 17 se realiza una sumatoria de momentos en el pivote O, de forma que la fuerza aplicada al mecanismo se traduzca en términos de la fuerza de fricción y las distancias de la palanca.

$$\begin{aligned}\sum M_o &= 0 \\ Fr \times a &= F_{mordaza} \times b \\ Fr &= \frac{F_{mordaza} \times b}{a} \\ Fr &= \frac{F_{frenado} \times b}{2 \times \mu_k \times a}\end{aligned}\tag{4.7}$$

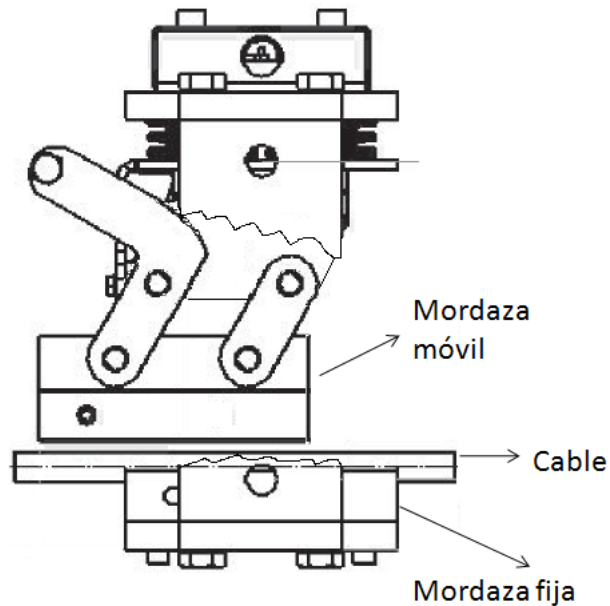
Aplicando a esta ecuación una distancia a=400mm y b=70mm, obtenemos;

$$\begin{aligned}\sum M_o &= 0 \\ Fr &= \frac{11273.3N \times 70mm}{2 \times 0.13 \times 400mm} \\ Fr &= 7587.8N\end{aligned}\tag{4.8}$$

4.5.5 Principio de funcionamiento del freno tipo "drop - jaw" El freno tipo drop-jaw es un mecanismo de 4 barras que posee una mordaza móvil y una fija. El mecanismo en este caso permite que la mordaza móvil y su superficie de frenado queden paralelos a la superficie de la mordaza fija al momento del cierre, esto con el fin de generar una presión uniforme sobre los cables. Este mecanismo fue diseñado y desarrollado por Atwell international pero para uso exclusivo sobre cables de elevadores. El objetivo es analizar el comportamiento de este tipo de dispositivos y evaluar su aplicación en sistemas teleféricos.

Este freno se comporta como un freno tipo tope, el cual depende solo de la caída del brazo que soporta la mordaza y del coeficiente de fricción entre las zapatas y el cable.

Figura 18. Freno tipo drop-jaw

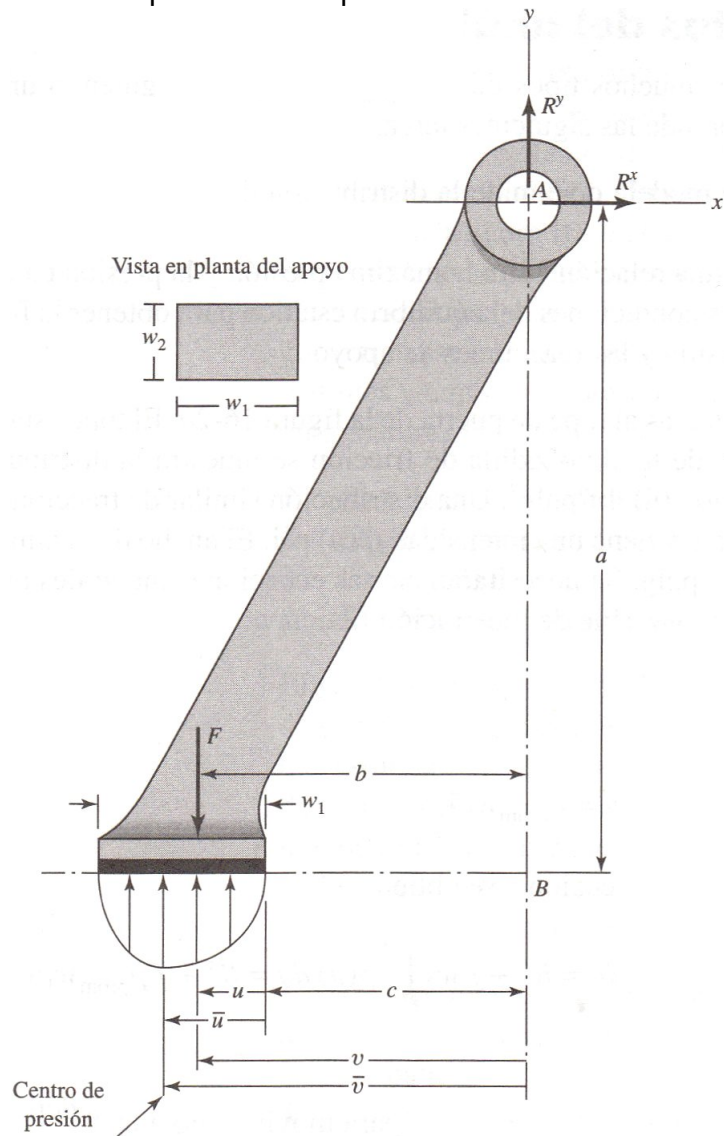


(Atwell@, 2007)

Shigley en diseño en ingeniería mecánica presenta el análisis de un freno de tope estableciendo lo siguiente:

Como se ve en la figura 19 el tope está articulado en el pasador A, pero para el freno drop-jaw este se articula en 4 pasadores haciendo que las reacciones que se encuentren al final sean divididas. Debajo de la zapata se muestra la distribución de presión normal de magnitud  $p(u)[F/A]$ . Una distribución similar de tracción cortante se presenta en la superficie y tiene una intensidad  $fp(u)[F/A]$ . El ancho de la zapata es  $w_2[Long]$ . Se necesitarán ciertas ecuaciones que se deben evaluar mediante una variable ficticia  $u$  (SHIGLEY, 2002).

Figura 19. Diagrama de cuerpo libre del tope



(SHIGLEY, 2002)

$$F = P * A$$

$$w_2 \int_0^{w_1} p(u) du = P_{prom} * w_1 w_2 \tag{4.9}$$

Sumando fuerzas en la dirección  $x$  se obtiene

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ Rx \pm \int_0^{w_1} f_f w_2 p(u) du &= 0 \\ Rx \pm f_f w_2 \int_0^{w_1} p(u) du &= 0 \\ Rx \pm f_f P_{prom} * w_2 w_1 &= 0 \\ Rx &= \pm f_f P_{prom} * w_2 w_1 \end{aligned} \quad (4.10)$$

Donde  $f_f$  es la fuerza de fricción

+ para movimiento relativo del cable a la izquierda

- para movimiento relativo del cable a la derecha

La sumatoria de fuerzas en la dirección  $y$  da

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ \int_0^{w_1} p(u) w_2 du + Ry &= F \\ Ry &= -w_2 \int_0^{w_1} p(u) du + F \\ Ry &= F - P_{prom} * w_1 w_2 \end{aligned} \quad (4.11)$$

Esta reacción en  $y$  es para cualquier dirección del cable

Ahora sumando momentos respecto al pasador ubicado en A, se tiene:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ Fb - \int_0^{w_1} w_2 p(u)(c + u) du \pm a f_f w_2 \int_0^{w_1} p(u) du &= 0 \\ F &= \frac{W_2}{b} \left[ \int_0^{w_1} p(u)(c + u) du \pm a f_f \int_0^{w_1} p(u) du \right] \end{aligned} \quad (4.12)$$

Una zapata de freno es autoenergizante si el sentido de su momento ayuda a aplicar el freno, autodesenergizante si el momento resiste la aplicación del freno.  $F$  puede ser igual

o menor que cero solo durante el movimiento relativo del cable hacia la derecha, cuando la expresión entre corchetes de la ecuación 4.12 es igual o menor que cero.

$$\int_0^{w_1} p(u)(c + u)du - af_f \int_0^{w_1} p(u)du \leq 0 \quad (4.13)$$

de donde

$$f_{fcrit} \geq \frac{1}{a} \frac{\int_0^{w_1} p(u)(c + u)du}{\int_0^{w_1} p(u)du} = \frac{1}{a} \frac{c \int_0^{w_1} p(u)du + \int_0^{w_1} p(u)udu}{\int_0^{w_1} p(u)du} \quad (4.14)$$

$$f_{fcrit} \geq \frac{c + \bar{u}}{a} \quad (4.15)$$

$f_{fcrit}$  es entonces el valor crítico del coeficiente de fricción que debe existir entre la mordaza y el cable, y depende de la geometría del sistema.

Si se sabe que el coeficiente de estos 2 elementos es de 0.13 y establecemos un  $c + \bar{u} = 13mm$  obtenemos por ejemplo que:

$$a \geq \frac{c + \bar{u}}{f_{fcrit}} \geq 100mm$$

Este valor es la longitud de la barra del mecanismo entrega una perspectiva de como podría ser la geometría de sistema, además para la geometría de la zapata Atwell establece que la presión promedio de contacto debe ser máximo de  $25N/mm^2$  para tener un factor de seguridad de 50 respecto al esfuerzo de cedencia del material de los cables.

#### 4.6 CALCULO FRENO TIPO PINZA

Observando la calificación de los 3 conceptos solución en la tabla 8, se puede concluir que el concepto más favorable de acuerdo a la totalidad de los criterios propuestos, es el dispositivo que verifica el estado del cable y del sistema motriz electrónicamente, luego realiza el disparo del mecanismo almacenando energía por medio de un resorte, además

hace la sujeción al cable portante con un mecanismo de pinzas, y finalmente desacopla el freno con un sistema hidráulico.

Teniendo en cuenta que se están comparando solo 3 combinaciones, es conveniente establecer que la alternativa escogida en este análisis puede diferir de la alternativa que escoja el fabricante, ya que hay otros criterios que son ajenos a este proyecto.

4.6.1 Distancia teórica de frenado. La distancia de frenado es la distancia que recorrerá la cabina mientras esta desacelera hasta completar la parada. La norma entregó una distancia, pero acabando de escoger el material de las zapatas se debe verificar que en teoría si se cumpla.

La distancia de frenado es función de algunas variables. Primero, la inclinación o pendiente del trazado afectará esta distancia. Si la cabina en este caso se mueve pendiente arriba, la gravedad asistirá el intento de frenado y reducirá la distancia. De forma similar, la gravedad trabajará en contra cuando la cabina este descendiendo. Luego, la resistencia o fricción entre el cable y las zapatas también influencia la distancia de frenado. El último parámetro a considerar es la velocidad inicial. Obviamente mientras más alta es la velocidad más distancia tomará para detener la cabina dejando la aceleración constante.

Como se verá a continuación la ecuación que gobierna esta distancia solo depende de las variable antes descritas y es independiente del peso o la inercia de la cabina. Esta ecuación se deriva de una ecuación mas general de la mecánica clásica, y aplicará para cualquier concepto solución. (TIMINGS, 2006)

$$V_f^2 = V_o^2 + 2ax \quad (4.16)$$

Donde;

Vf: velocidad final

Vo: velocidad inicial

a: aceleracion

x: distancia

$$x = \frac{(V_f^2 - V_o^2)}{2a}$$

La velocidad final Vf se asume como 0, entonces tenemos:

$$x = \frac{(-V_o^2)}{2a}$$

La distancia recorrida en el frenado será positiva siempre y cuando la aceleración sea negativa. Esta aceleración de frenado depende de la resistencia por fricción y del grado de inclinación del cable portante. Del conocimiento de la fuerza de fricción, se sabe que la aceleración debida a la fricción puede ser calculada multiplicando el coeficiente de fricción dinámico por la aceleración debida a la gravedad. De forma similar, se sabe por los problemas de planos inclinados, que una porción del peso de la cabina actuará en dirección paralela a la superficie de contacto del cable y las poleas. La aceleración debida a la gravedad multiplicada por la inclinación entregará un estimado de la aceleración causada por el ángulo de la línea(UNIVERSITY OF IDAHO@, 2009).

La ecuación 4.17 es la formula final para calcular la distancia de frenado. Donde la aceleración es calculada multiplicando la gravedad por la suma de la fricción y la pendiente. Además se adiciona un termino que relaciona un aumento de la distancia debido al tiempo de reacción del mecanismo de frenado.

$$d = \frac{v^2}{2g(f + G)} + tm \times v \quad (4.17)$$

Esta ecuación también puede deducirse, buscando reducir la energía cinética a 0 realizando

un trabajo con la fuerza de fricción. (NAVE@, 2006)

$$\text{Trabajo fricción} = -\mu mgd = -\frac{1}{2}mv^2 \quad (4.18)$$

Así que aplicando la ecuación 4.17 con un tiempo de reacción del mecanismo de 2 seg (el cual se debe validar con el tiempo de descarga del sistema hidráulico) se obtiene lo siguiente

$$\begin{aligned} d &= \frac{(3m/s)^2}{2(9.8m/s^2)(0.13 + 0.388)} + tm \times v \\ &= 0.88m + (2s \times 3m/s) \\ &= 6.88m \end{aligned} \quad (4.19)$$

Lo cual podría ser una distancia admisible para la norma

4.6.2 Cálculo del resorte. A partir de los cálculos de varios diámetros y las iteraciones que se obtuvieron, se llegó a la conclusión de que el diámetro óptimo para el resorte es de 110mm.

El material seleccionado para la construcción de este es alambre al Cromo Vanadio AISI 6150. Esta es la aleación mas popular de acero para resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para su uso cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. (SHIGLEY, y otros, 2002)

Shigley en diseño en ingeniería mecánica destina todo un capítulo de resortes y hace un análisis completo de los resortes a compresión, esta información es utilizada para realizar los cálculos a continuación.

La estabilidad es un factor importante al usar resortes, razón por la cual se comenzará

escogiendo la constante de las condiciones en los extremos  $\alpha$ , para el uso de los resortes helicoidales de compresión, valor que está dado según la forma como estén soportados los extremos del resorte en el mecanismo. Para el caso del freno tipo tijera el resorte esta apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos), teniendo así que el valor para la constante  $\alpha = 0.5$ .

Luego de conocer la constante se debe encontrar el valor de  $L_o$  (Longitud libre del resorte) que asegura la estabilidad absoluta del resorte. que debe ser:

$$\begin{aligned}
 L_o &\leq 2.63 \frac{D}{\alpha} \\
 L_o &\leq 2.63 \frac{110}{0.5} \\
 L_o &\leq 578.6mm
 \end{aligned}
 \tag{4.20}$$

Mas adelante se hallará el valor de la longitud libre, pero si se sabe que debe ser menor que el valor anterior.

De la misma forma como se escogió el diámetro para la espira del resorte, fue escogido el diámetro del alambre, donde se concluyó que el diámetro óptimo es  $d = \frac{1}{2}'' = 12.7mm$ .

El intervalo del índice del resorte está definido por  $4 \leq C \leq 12$ , lo que quiere decir, que con índices menores hay una probabilidad mas alta de que haya un agrietamiento de la superficie y con índices mayores el resorte puede enredarse.

La ecuación para hallar el índice C del resorte es:

$$\begin{aligned}
 C &= \frac{D}{d} \\
 C &= \frac{110mm}{12.7mm} \\
 C &= 8.66
 \end{aligned}
 \tag{4.21}$$

Y se obtiene que este valor se encuentra entre los límites anteriormente nombrados. Este es el primer paso para evaluación de la adecuación en el resorte.

Lo siguiente que se va a calcular es el intervalo de vueltas activas que está definido por  $3 \leq N_a \leq 15$ , esto con el fin de mantener la linealidad del resorte.

$$N_a = 11$$

Teniendo en cuenta que el resorte a usar en el freno, es un resorte con extremos a escuadra y esmerilados, se puede obtener:

- El paso(p):

$$p = \frac{L_o - 2d}{N_a}$$
$$p = \frac{578.6mm - 2 * 12.7mm}{11} \quad (4.22)$$
$$p = 50.29mm$$

- Espiras totales ( $N_t$ ):

$$N_t = N_a + 2$$
$$N_t = 11 + 2 \quad (4.23)$$
$$N_t = 13$$

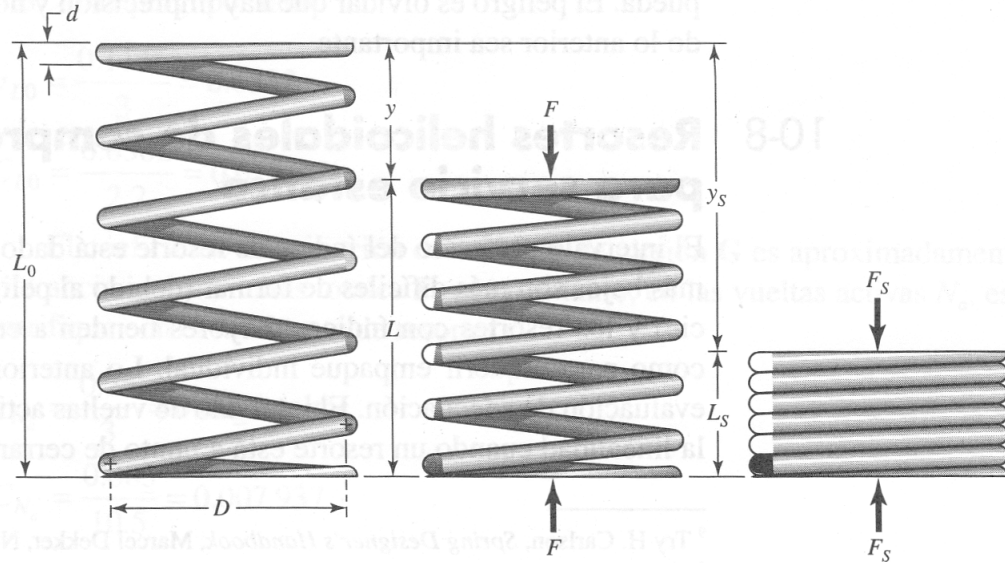
- Longitud sólida( $L_s$ ):

$$L_s = dN_t$$
$$L_s = 12.7mm * 13 \quad (4.24)$$
$$L_s = 165.1mm$$

La longitud libre  $L_o$  antes calculada podemos aproximarla a 500mm ya que  $L_o \leq 578.6$ ,

así que conociendo este valor y la longitud sólida  $L_s$ , se puede hallar la contracción de extremo  $Y_s$ , ver figura 20

Figura 20. Geometría de un resorte helicoidal a compresión

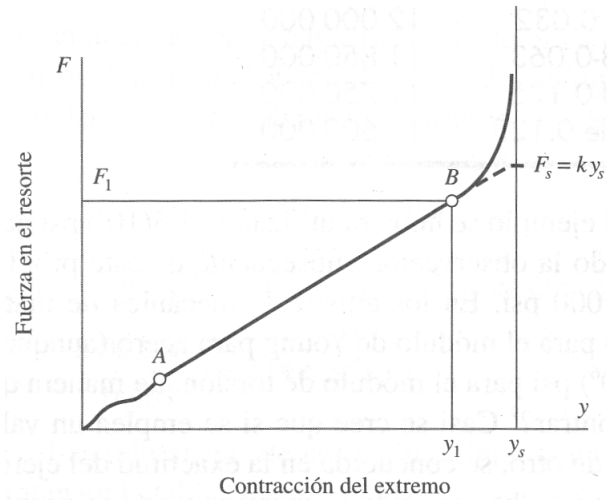


(SHIGLEY, 2002)

$$\begin{aligned}
 L_o &= L_s + y_s \\
 y_s &= L_o - L_s \\
 y_s &= 500\text{mm} - 165.1\text{mm} \\
 y_s &= 334.9\text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{4.25}$$

Según Shigley, los diseñadores confinan el “punto de operación de resorte al 75% central del lugar geométrico entre la carga  $y=0$ , y cuando está sólido  $y=y_s$ ” ver figuras 20 y 21

Figura 21. Punto de operación del resorte



(SHIGLEY, 2002)

Numéricamente se tiene que para usar el 75% lineal del resorte, y es  $\frac{7}{8}$  de  $y_s$ , por lo tanto:

$$y_1 \leq \frac{7}{8} Y_s \quad (4.26)$$

$$y_1 = 293.03 \text{ mm}$$

La constante  $k$  del resorte, se encuentra definida por:

$$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N_a} \quad (4.27)$$

Donde  $G=77.2\text{GPa}$  y reemplazando se obtiene que:

$$k = \frac{(12.7 \text{ mm}^4) * (77.2 \text{ E}^{-3} \text{ MPa})}{8 * (110 \text{ mm}^3) * 11} \quad (4.28)$$

$$k = 17.14 \text{ N/mm}$$

Con estos valores se puede calcular la fuerza  $F_1$  que se ejerce sobre el resorte

$$F_1 = ky_1$$

$$F_1 = 17.14N/mm * 293.03mm \quad (4.29)$$

$$F_1 = 5024.52N$$

A la hora de escoger el resorte, otro factor que se debe tener en cuenta es que éste no vaya a ceder, pues en caso de que suceda, el resorte no sería adecuado para la función que se desea. Por esta razón, se definirán variables y se harán los cálculos necesarios para que el resorte sea el recomendado para el freno (GUTIÉRREZ BENITEZ, y otros, 2008).

Para evitar la cedencia, lo primero que se debe definir es el factor de diseño que está dado por la ecuación:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.30)$$

Y este valor se debe fijar en  $n_s \geq 1.2$ .

En la ecuación anterior  $S_{sy}$  es un factor que depende del material y su tratamiento.

$S_{sy} = 0.45S_{ut}$ ; alambre de piano y aceros al carbono trefilados en frío.

$S_{sy} = 0.5S_{ut}$ ; Aceros al carbono y de baja aleación T y R en aceite.

$S_{sy} = 0.35S_{ut}$ ; Acero austenítico inoxidable y aleaciones no ferrosas.

$S_{sy} = 0.65S_{ut}$ ; Todos los anteriores, pero con remoción de deformación.

Según la recomendación dada, se hallará el factor de diseño para saber si el resorte elegido es el correcto para la aplicación.

Lo primero que debe calcularse es la resistencia a tensión mínima del alambre, a partir

de la ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (4.31)$$

Donde A y m son unas constantes ya definidas para el material.

Para este caso en el que el material es un alambre al Cromo Vanadio AISI 6150 los valores de las constantes son  $A = 2005MPa * mm^m$  y  $m = 0.168m$

$$S_{ut} = \frac{2005MPa * mm^m}{12.7mm^{0.168}} \quad (4.32)$$
$$S_{ut} = 1383.43MPa$$

El factor de aumento de esfuerzo cortante  $K_s$ , es definido con la ecuación

$$k_s = \frac{2C + 1}{2C}$$
$$k_s = \frac{2 * 8.66 + 1}{2 * 8.66} \quad (4.33)$$
$$k_s = 1.05$$

Resultado con el cual se puede hallar el esfuerzo máximo del alambre  $\tau_s$ , que está dado por la ecuación:

$$\tau_s = K_s \frac{8F_s D}{\pi d^3} \quad (4.34)$$

Pero antes se debe hallar  $F_s$  que es la fuerza que se debe hacer para comprimir del todo el resorte:

$$F_s = ky_s$$

$$F_s = 17.14N/mm * 334.9mm$$

$$F_s = 5742.3N$$

Ahora reemplazamos en la ecuación 4.34

$$\tau_s = 1.05 \frac{8 * 5742.3N * 110}{\pi * (12.7mm)^3}$$

$$\tau_s = 726.75MPa$$

Estos 2 valores encontrados se reemplazan en la ecuación 4.30, se obtiene que:

$$n_s = \frac{899.23MPa}{726.75MPa} \tag{4.35}$$

$$n_s = 1.23$$

Verificando el factor de diseño según la recomendación, se tiene que

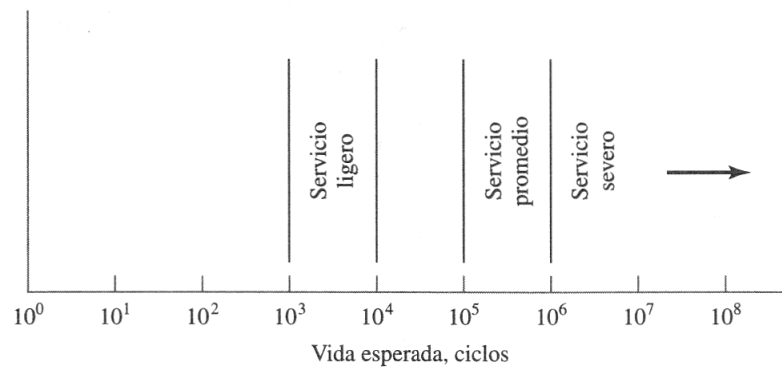
$$n_s \geq 1.2$$

$$1.25 \geq 1.2$$

Y con esto se concluye que en el resorte no habrá esfuerzo de cedencia.

Por último queda verificar el comportamiento del resorte a carga de fatiga. Es común hablar de servicio ligero, servicio promedio y servicio severo. Lo anterior se refiere a los ciclos de falla de los resortes. Una vida requerida de  $10^3$  a  $10^4$  ciclos se llama servicio ligero. El servicio promedio es de  $10^5$  a  $10^6$  ciclos. El servicio severo es un requisito para vida mayor, ya que la curvas de deformación cambian a tan altas repeticiones. Vease la figura 22. Luego el diseño del freno puede ubicarse en un servicio ligero garantizando una estabilidad de sus propiedades en su ciclo de vida.

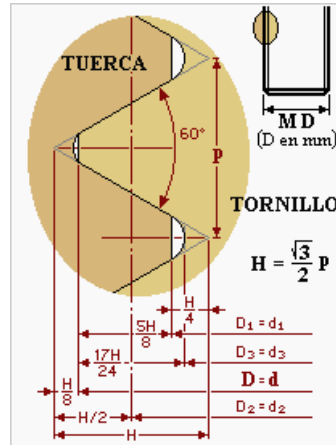
Figura 22. Vida esperada de resortes en servicio



(SHIGLEY, 2002)

4.6.3 Cálculo del tornillo regulador del resorte Aunque SKF en su catálogo de tuer-  
cas de fijación establece una fuerza axial máxima de servicio estático para una tuerca  
M50x1.5 (Ver anexo E), no se puede asegurar que la rosca en la cual encajará, la cual  
es de diferente material, va resistir la misma carga axial. Es por eso que se debe realizar  
este análisis para la misma rosca pero de diferente material. El perfil de la rosca métrica  
se encuentra en la siguiente figura.

Figura 23. Rosca métrica



(WIKIPEDIA@, 2010)

$$Per \times vuelta = 2\pi * r$$

$$Per \times vuelta = 2\pi * (25mm) \quad (4.36)$$

$$Per \times vuelta = 157mm$$

Numero de vueltas en un espesor B,  $N = \frac{11}{1.5mm} = 7.3vueltas$

$$Per = 7.3 * 157mm$$

$$Per = 1151mm$$

$$\tau = \frac{F}{A_{cizalladura}}$$

$$\tau = \frac{F}{Per \times paso}$$

$$\tau = \frac{6000N}{1151mm * 1.5mm}$$

$$\tau = 3.4MPa$$

(4.37)

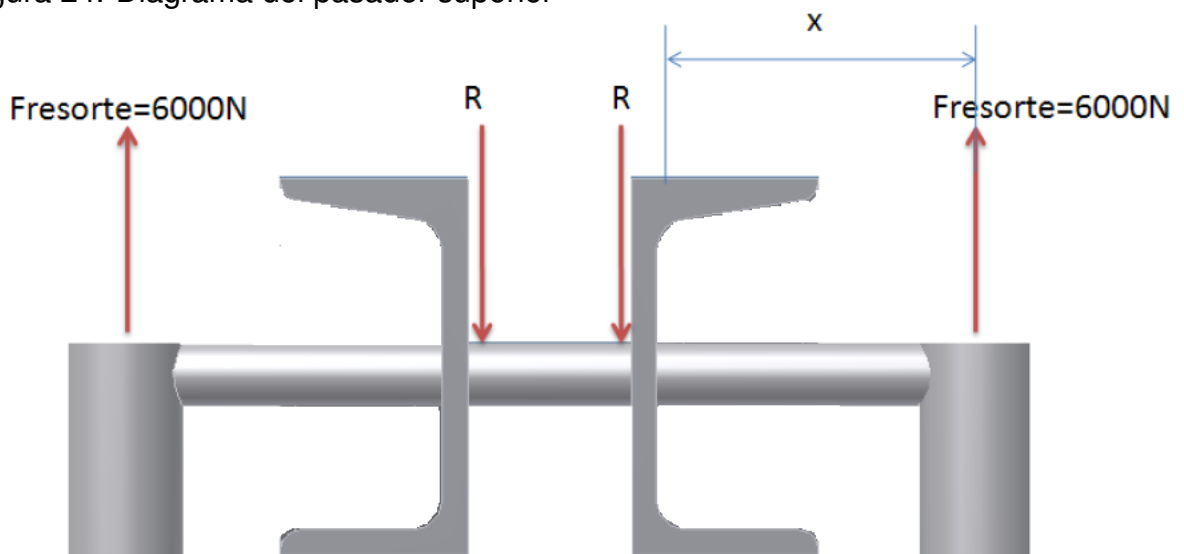
En la ecuación anterior, la fuerza se establece en 6000N, como un redondeo de la fuerza

máxima que entrega el resorte la cual es 5742.3N.

Fabricando este eje roscado en un acero inoxidable AISI 302 con esfuerzo a la cedencia en cortante de  $\frac{520MPa}{2}$ , se garantiza que la rosca no va a fallar.

4.6.4 Cálculo de los pasadores superiores. La primera pieza sujeta a cálculo debe ser el pasador superior que conecta los resortes con los brazos móviles. Esta pieza se comporta como una viga en voladizo y esta sometida a esfuerzo puro cortante y a esfuerzo normal por momento flector. Este pasador es de área transversal circular y el objetivo es encontrar el mínimo radio admisible y distancia  $x$  con un factor de seguridad de 5. El material es acero estructural ASTM A36 con un esfuerzo de fluencia en tensión de 250MPa y por lo general el esfuerzo de fluencia en cortante es por lo menos 50% del esfuerzo de fluencia en tensión (GERE, 2002)

Figura 24. Diagrama del pasador superior



$$\begin{aligned}
 F.S &= \frac{\tau_y}{\tau_{admissible}} \\
 F.S &= \frac{\sigma_y}{2 * \tau_{admissible}} \\
 \tau_{admissible} &= \frac{F}{A} = \frac{\sigma_y}{2 * F.S} \\
 \frac{F}{\pi r^2} &= \frac{\sigma_y}{2 * F.S} \\
 r &= \sqrt{\frac{2F.S * F}{\pi \sigma_y}}
 \end{aligned} \tag{4.38}$$

$$r = \sqrt{\frac{2 * 5 * 6000N}{\pi * 250N/mm}}$$

$$r = 8.75mm$$

Osea que el diámetro del eje que se debe conseguir debe ser mayor de 17.5mm, en este caso un eje normalizado de  $3/4'' = 19mm$ , obteniendo con este calibre un factor de seguridad de 5.9.

Ahora se analiza el esfuerzo normal por momento flector para encontrar un x admisible.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{admissible} &= \frac{Mc}{I} \\
 \sigma_{admissible} &= \frac{F * x * r}{I}
 \end{aligned} \tag{4.39}$$

$$\begin{aligned}
 I_x = I_y &= \frac{\pi \phi^4}{64} \\
 I &= \frac{\pi (19mm)^4}{64}
 \end{aligned} \tag{4.40}$$

$$I = 6397.12mm^4$$

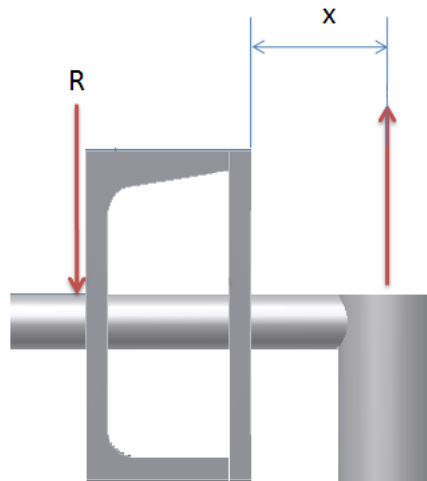
$$\begin{aligned}
 F.S &= \frac{\sigma_y}{\sigma_{admissible}} \\
 F.S &= \frac{\sigma_y I}{F * x * r} \\
 x &= \frac{\sigma_y I}{F * r * F.S}
 \end{aligned} \tag{4.41}$$

$$x = \frac{250\text{Mpa} * 6397.12\text{mm}^4}{6000\text{N} * 9.5\text{mm} * 5}$$

$$x = 5.6\text{mm}$$

En este caso la distancia es muy pequeña entonces pueden haber 2 soluciones: la primera es cambiar de material a por ejemplo un acero inoxidable AISI 302 con esfuerzo de fluencia de 520MPa, y en este caso la distancia x aumenta a 11.6mm, y la segunda opción obligatoria es anclar el pasador a las aristas externas del perfil en C como se ve en la figura 25

Figura 25. Pasador modificado



4.6.5 Cálculo del pasador pivote. El freno tipo pinza tiene como elemento de pivote para las barras un pasador de diámetro nominal 1", que en este caso no debe tener un ajuste apretado para permitir el movimiento. Por esta situación se debe escoger una tolerancia de ajuste que cumpla este requerimiento.

Figura 26. Posición de las diferencias de referencia para ejes

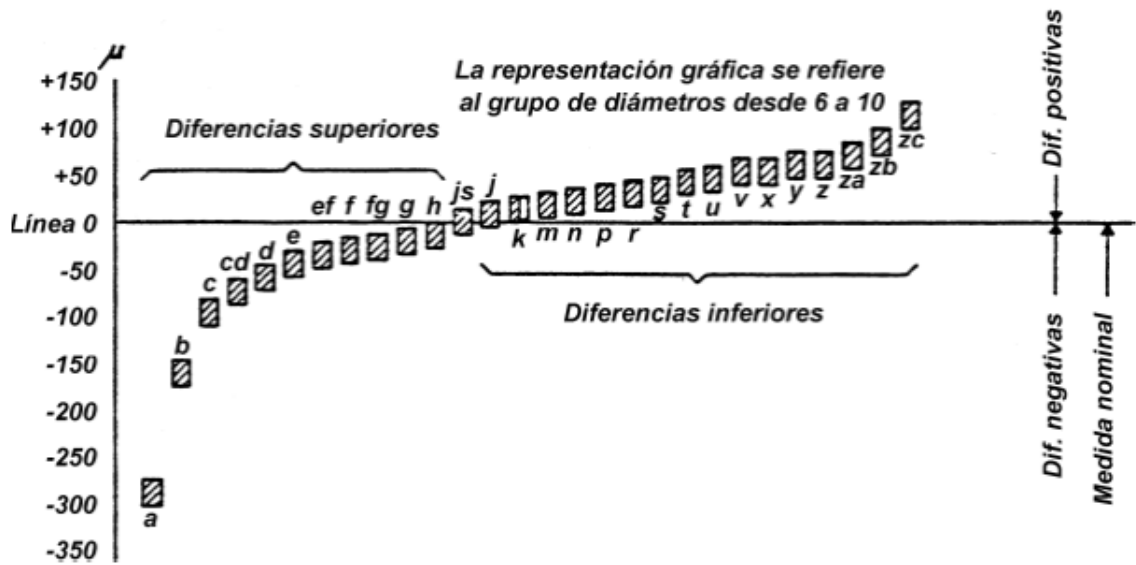
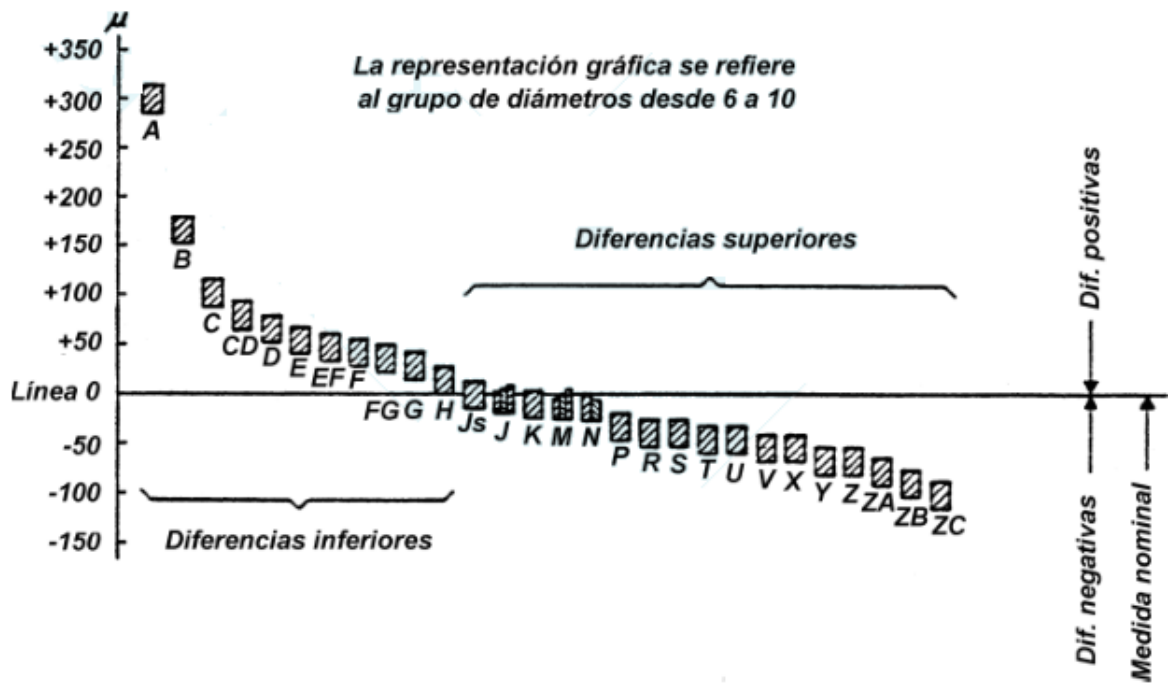


Figura 27. Posición de las diferencias de referencia para agujeros



(FUNDACIÓN ASCAMM@, 2008)

Para las tolerancias del agujero y del eje, se siguieron las recomendaciones de los tipos de ajustes que generalmente se utilizan en la industria, mostrados en el catálogo “Tolerancias. Sistemas de ajuste”(Ver anexo D).

Siguiendo las necesidades que se tienen con el pasador, la tabla del catálogo en el anexo D, muestra las recomendaciones ISO para una característica de “giratorio con mucho juego, para soportes múltiples”, los siguientes datos.

El pasador debe tener una tolerancia h9

El agujero debe tener una tolerancia D9.



En el anexo D se encuentran los valores equivalentes a las referencias anteriores, según el diámetro elegido para el agujero y el pasador, que en este caso es  $d=25.4\text{mm}$ . Entonces se obtiene:

$$D_{pasador} = 25.4_{-0.052}^0 \text{mm}$$

$$D_{agujero} = 25.4_{0.040}^{0.092} \text{mm}$$

Teniendo una geometría específica para la longitud del pasador nos remitimos al análisis que hace Shigley<sup>3</sup> sobre pasadores sueltos para determinar el esfuerzo máximo.

<sup>3</sup>SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica, p.519

Para este análisis se modela el pasador como una viga y se establece que la distancia desde la reacción hasta la carga de flexión concentrada es de 16.4mm. El momento flexionante mayor en la viga se estima como

$$M_{max} = \frac{F}{2}(16.4) = 8.2F \quad (4.42)$$

El esfuerzo flexionante asociado  $\sigma$  y el esfuerzo de Von Mises  $\sigma_b$  corresponden a

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_b \\ \sigma &= \frac{Mc}{I} \\ \sigma &= \frac{32M}{\pi d^3} \\ \sigma &= \frac{32(8.2F)}{\pi(25.4^3)} \\ &= 5.09e^{-3} * F \end{aligned} \quad (4.43)$$

El esfuerzo cortante debido al corte doble en los planos de separación por cortante (en las superficies superior e inferior de la rótula) se determina mediante=

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{1 * 4 * V}{2 * 3 * A} \\ \tau_{max} &= \frac{1 * 4 * V}{2 * 3 * \pi d^2 / 4} \\ \tau_{max} &= \frac{1 * 4 * F/2}{2 * 3 * \pi (25.4)^2 / 4} \\ &= 6.57e^{-4} * F \end{aligned} \quad (4.44)$$

El esfuerzo Von Mises asociado es

$$\sigma_s = \sqrt{3}\tau_{max} = 1.13e^{-3} * F \quad (4.45)$$

Luego la relación es

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_s} = \frac{5.09}{1.13} = 4.50 \quad (4.46)$$

Este análisis indica un esfuerzo Von Mises 4.5 veces mayor debido a la flexión, en vez de cortante. Siempre se debe investigar la flexión cuando se trate de pasadores sueltos (SHIGLEY, 2002).

Calculando el esfuerzo debido a la flexión con los 8000N que empujan los resortes en su operación se obtiene

$$\begin{aligned}\sigma &= 5.09e^{-3} * 8000 \\ \sigma &= 40.72MPa\end{aligned}\tag{4.47}$$

Así que el material del pasador debe tener un esfuerzo de fluencia 1.5 veces mayor a este valor, siendo apropiado cualquier acero para esta tarea.

4.6.6 Cálculo del número de tornillos para el ensamble de la zapata. Se sabe que la zapata va a estar sometida a una fuerza de fricción determinada. Esta fuerza actuará como una carga cortante en los tornillos de sujeción buscando cizallar el material. Si se escogen tornillos bristol M5 de paso normal y acero clase 8.8 (Ver anexo E), se requiere determinar cuantos tornillos son necesarios para garantizar la estabilidad del material en contacto con el cable en las condiciones mas desfavorables. En este caso la fuerza a la que van a estar sometidos los tornillos es  $F_f=11273.3N$  (Ver eq: 4.2, pag 43). Además el diámetro nominal del tornillo es 5mm, pero el área efectiva de esfuerzo según Shigley es  $14.2mm^2$

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F}{A} \\ \tau &= \frac{11273.3N}{14.2mm^2} \\ \tau &= 793.8MPa\end{aligned}\tag{4.48}$$

Este es el esfuerzo al que estaría sometido un tornillo con esta carga cortante. Ahora sabiendo que el esfuerzo de fluencia a cortante de un tornillo de acero clase 8.8 es  $\frac{800MPa}{2}$

(Ver anexo E) y aplicando el análisis con un factor de seguridad de 4 para encontrar los  $n$  tornillos se obtiene:

$$F.S = \frac{\sigma_y n \times A}{2 Ff}$$

$$\frac{2 \times F.S \times Ff}{\sigma_y \times A} = n \tag{4.49}$$

$$n = \frac{2 * 4 * 11273.3N}{800MPa * 14.2mm^2}$$

$$n = 7.93$$

En este caso se utilizarán 8 tornillos para hacer el ensamble

4.6.7 Cálculo del área efectiva de la zapata. Se toma el criterio de Atwell International©, quienes establecen que la presión promedio de contacto entre la zapata y el cable de acero debe ser máximo de  $25N/mm^2$  para tener un factor de seguridad de 50 respecto al esfuerzo de cedencia del material de los cables.

Retomando la ecuación 4.6 en la pag 47, se sabe que la fuerza de contacto de la mordaza con el cable es de:

$$F_{mordaza} = \frac{F_{frenado}}{2 \times \mu_k}$$

$$F_{mordaza} = \frac{11273.3N}{2 \times 0.13} \tag{4.50}$$

$$F_{mordaza} = 43358.8N$$

Luego conociendo la presión máxima determinada por Atwell podemos aplicar la ecuación.

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

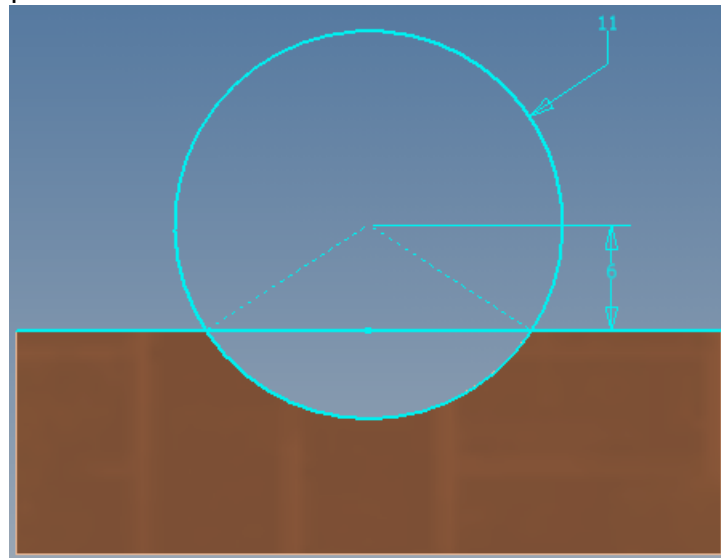
$$A = \frac{F}{P} \tag{4.51}$$

$$A = \frac{43358.8N}{25N/mm^2}$$

$$A = 1734.3mm^2$$

Luego la zapata se debe fabricar con un contorno semicircular que se acople a la superficie del cable y así garantizar el valor anterior. Sin embargo la superficie del cable tiene un área de superficie efectiva que se debe tener en cuenta. En este caso es difícil establecer el área efectiva para el cable de 22mm en estas condiciones, pero para efectos del cálculo se propone que el área debe ser mayor al doble del valor anterior. De todas maneras el contorno se puede definir como se muestra en la siguiente figura, y queda por definir el largo de la zapata.

Figura 28. Perfil zapata



El perímetro de la porción del círculo proyectada es:

$$Per = \theta \times r$$

$$Per = \frac{2 * \pi(114 \text{ deg})}{360 \text{ deg}} * 11mm \quad (4.52)$$

$$Per = 21.88mm$$

$$\begin{aligned}
2 \times A &= Per \times L \\
L &= \frac{2 \times A}{Per} \\
L &= \frac{2 * 1734.3mm^2}{21.88mm} \\
L &= 158.52mm
\end{aligned}
\tag{4.53}$$

Pero como son 2 zapatas aprisionando el cable

$$L \geq 79.26mm \tag{4.54}$$

4.6.8 Cálculo del sistema hidráulico. Se empieza estableciendo un el redondeo para la fuerza de cierre total de las pinzas = 6000N / resorte (como son 2 resorte Ftotal=12000), diámetro del cilindro del actuador = 1,1/2" (Ver anexo B para selección del cilindro), velocidad de recorrido del pistón =1 in/seg, ahora con estos datos se debe calcular; la presión de trabajo del sistema, el caudal que debe entregar la bomba y la potencia eléctrica del motor.

$$F = 12000N$$

$$\phi_{cilindro} = 1,1/2" = 38.1mm$$

$$A_{cilindro} = \frac{\pi \phi_{cilindro}^2}{4} = 1140.09mm^2 = 1.76in^2$$

$$V_{piston} = 1in/seg$$

$$\begin{aligned}
P_{trabajo} &= \frac{F}{A} \\
P_{trabajo} &= \frac{12000N}{1140.09mm^2} \\
P_{trabajo} &= 10.52MPa = 1526psi
\end{aligned}
\tag{4.55}$$

La presión máxima es la presión de trabajo + 150psi, y con este valor se debe regular cualquier válvula de seguridad que tenga el circuito.

$$P_{max} = P_{trabajo} + 150psi \quad (4.56)$$

$$P_{max} = 1526psi + 150psi = 1676psi$$

$$Q = V \times A$$

$$Q = 1in/seg * 1.76in^2 \quad (4.57)$$

$$Q = 1.76 \frac{in^3}{seg} \times \frac{60seg}{1min} \times \frac{1gl}{231in^3} = 0.45gpm$$

$$Pot_{efectiva} = P \times Q$$

$$Pot_{efectiva} = 1676psi * 0.45gpm * \frac{1}{1714} \quad (4.58)$$

$$Pot_{efectiva} = 0.44Hp$$

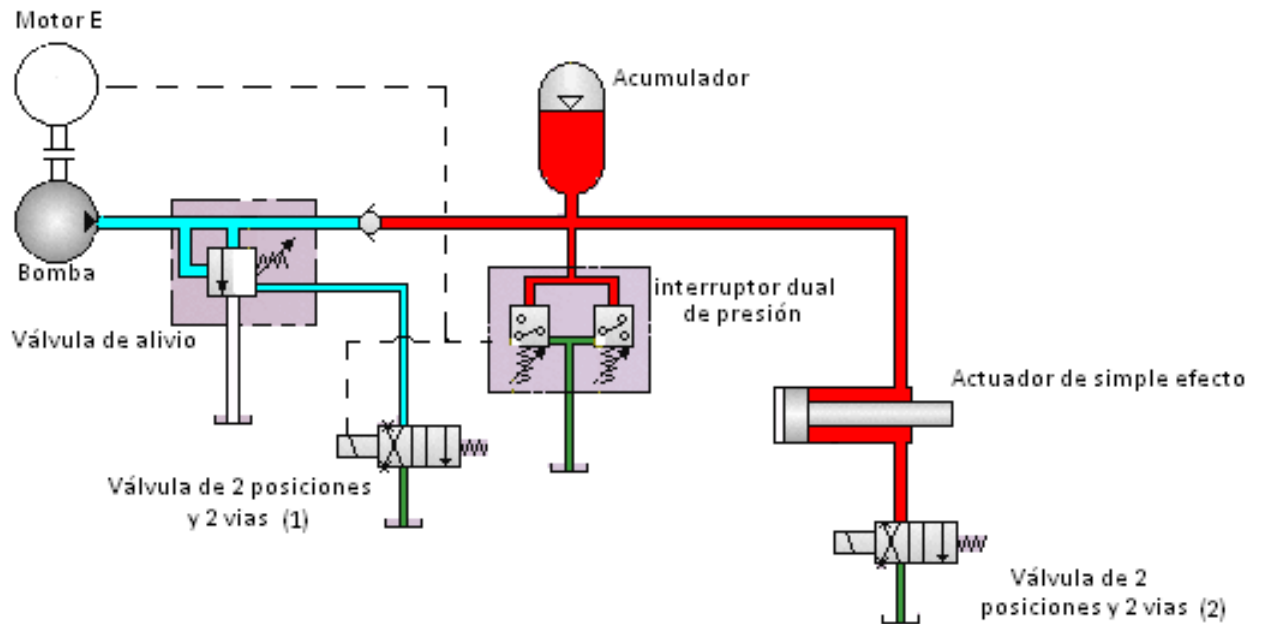
$$Pot_{electrica} = \frac{Pot_{efectiva}}{80\%}$$

$$Pot_{electrica} = \frac{0.44}{0.8} \quad (4.59)$$

$$Pot_{electrica} \approx 0.5HP$$

En conclusión con un motor eléctrico de 0.5HP se mueve una bomba de 0.45gpm a una presión máxima de 1676psi para entregar 12000N con un actuador lineal de 1,1/2” de diámetro (Actuadores lineales ver anexo B). Ahora se muestra el diagrama del circuito hidráulico propuesto

Figura 29. Diagrama hidráulico



(VICKERS, 1997)

4.6.9 Análisis de la estructura. para el caso de la estructura se definió la geometría que se puede apreciar en la figura 30. La figura está definida por un perfil en C de  $11/2'' \times 3''$ , un perfil cuadrado de  $11/2'' \times 3''$  (Ver anexo A para especificaciones de los perfiles) y varias platinas soldadas, y para tener un punto de apoyo para la toma de decisiones, se aplicó el análisis de elementos finitos por medio de la herramienta STRESS ANALYSIS AUTODESK ANSYS de Inventor.

Figura 30. Barra estructura condiciones de frontera para el análisis

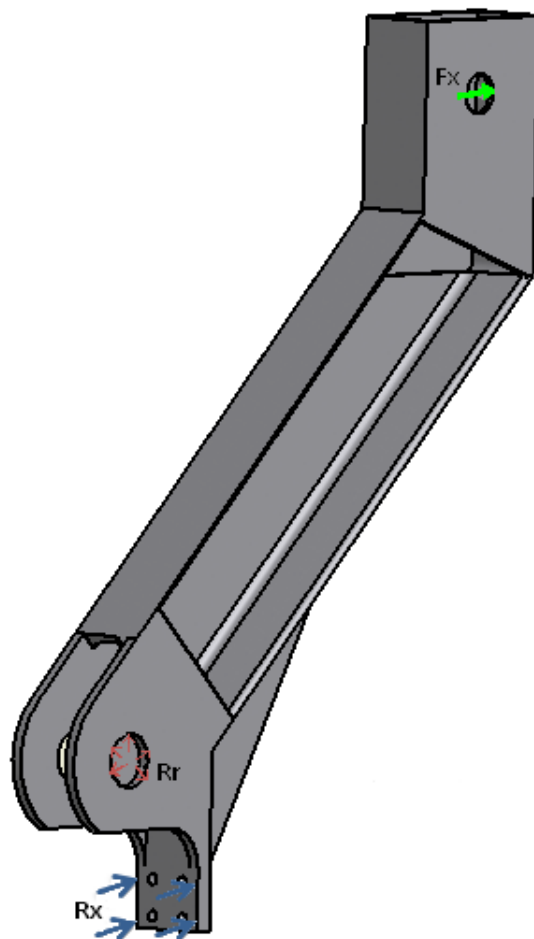


Figura 31. Esfuerzos máximos

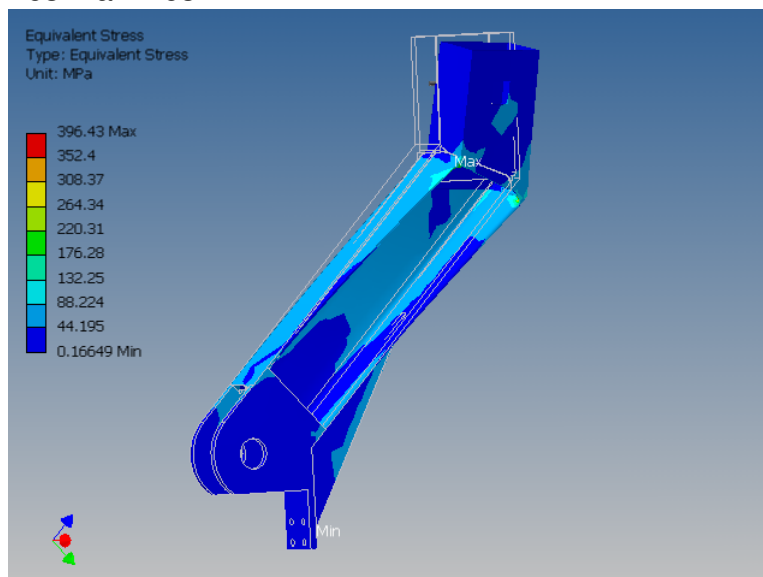


Figura 32. Deformación

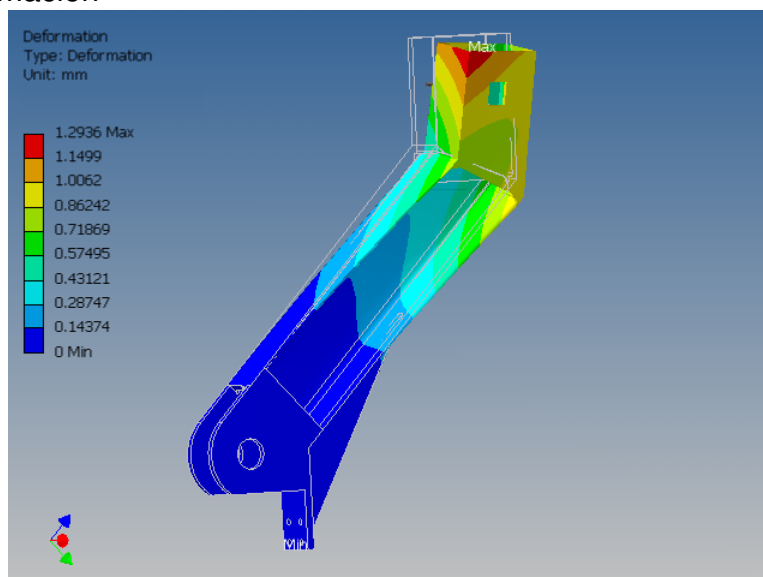
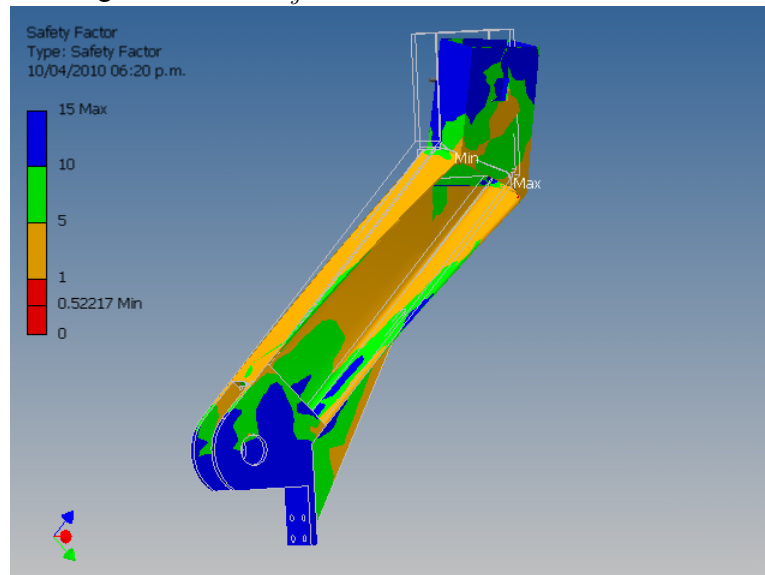


Figura 33. Factor de seguridad con  $\sigma_y = 207MPa$



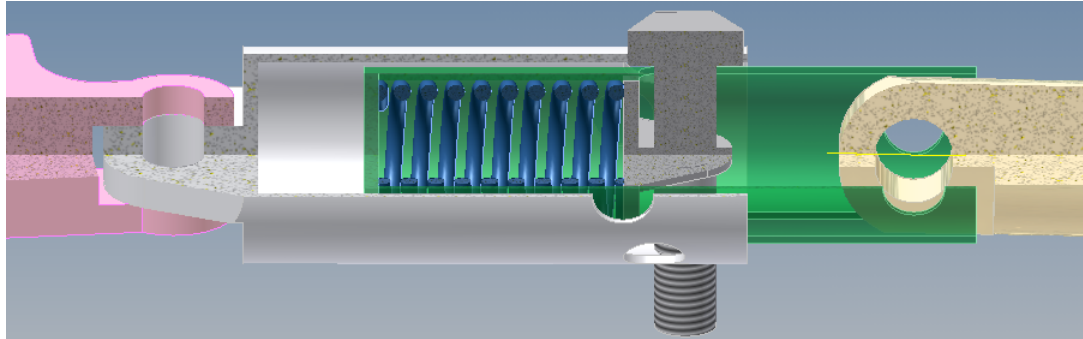
En el análisis del factor de seguridad, se encuentra que el punto mas crítico de la pieza es la junta entre el perfil cuadrado y el perfil en c. El material con el que se analizó es un acero con un esfuerzo de fluencia de 207MPa. Pero hay que tener en cuenta que en el análisis no se tomó en cuenta la geometría y el material del cordón de soldadura. Si por ejemplo si se hace el ensamble con soldadura de arco con electrodo revestido y con electrodo E6013, el cordón de soldadura tendrá un esfuerzo de fluencia de 60000Psi o 430MPa, sobrepasando por mas del doble el esfuerzo de fluencia del material, y superando el esfuerzo máximo de 396MPa que se ve en la figura 31. Así que en este caso, el factor de seguridad estará por encima de 1.

4.6.10 Análisis de verificación y conducción. El concepto solución escogido en la sección 4.5 página 39, planteaba que las subfunciones verificar y conducir serían procesadas por un sistema eléctrico y por un resorte, respectivamente. La idea con este subsistema es de reconocer la situación anómala en la operación del teleférico. Esta situación comprende

la falla del cable tractor o la pérdida de tensión por parte del sistema motriz.

Este sistema deberá ubicarse en la terminal del cable de cada cabina y en las 2 direcciones de tracción. Este subsistema se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 34. Sistema de verificación y conducción



En esta figura la pieza rosada es la terminal de cuña del cable tractor, y la pieza beige es el destorcedor anclado al carretillo. Este sistema busca mantener el resorte (azul), comprimido con ayuda del cilindro interno (verde) en toda la trayectoria de la cabina, y en caso de alguna anomalía en la tensión del cable tractor, el resorte se descomprimirá llevando el cilindro interno(verde), hasta la pared interior del cilindro externo (blanco).

Para que el mecanismo se de cuenta de su activación, el cable tractor se debe destensionar hasta un punto crítico. Esta fuerza de tensión mínima puede ser calculada estableciendo el punto en la trayectoria de la cabina donde el cable no reciba tracción del sistema motriz y la pendiente sea mínima.

A manera de aproximación, las tensiones del cable deben ser como mínimo superiores o iguales a la componente en la dirección del cable en el análisis estático (esto para que la cabina quede en reposo). Luego tomando la ecuación 4.2, con un ángulo de  $8^\circ$ , y el peso de la cabina sin personas, se puede calcular la tensión mínima de reposo.

$$\begin{aligned}
Ft &= mg \sin \theta + ma_f \\
&= m(g \sin \theta + a_f) \\
&= 1200Kg(9.8 \frac{m}{s^2} \times \sin(8)) \\
&= 1636.7N
\end{aligned}
\tag{4.60}$$

Así que el resorte que se debe escoger para esta tarea debe entregar esta fuerza cuando esté comprimido, este se calcula como se hizo en la sección 4.6.2 página 55. Obteniendo las siguientes características:

Material:AISI 1085-ASTM A228

Diámetro(D): 50.8mm =2"

diámetro de la espira(d)=6.5mm

Constante de rigidez= 82.7 GPa

Numero de espiras = 11

Índice del resorte (C)= 7.81

Constante (K) = 15.63 N/mm

Fuerza en el 75% del lugar de carga Y1 = 1602.6 N

Longitud libre (Lo) = 188.6 mm

Longitud en Y1 = 86.3 mm

ns = 1.36

La idea preliminar es instalar un pasador entre los 2 perfiles móviles (ver anexo A para especificaciones de los perfiles), y su función es soportar el resorte y también poder regular el recorrido de este. Pero esta pieza se considera la mas crítica de este subsistema ya que la carga del teleférico descansará sobre este, pero las terminales de cable trabajan

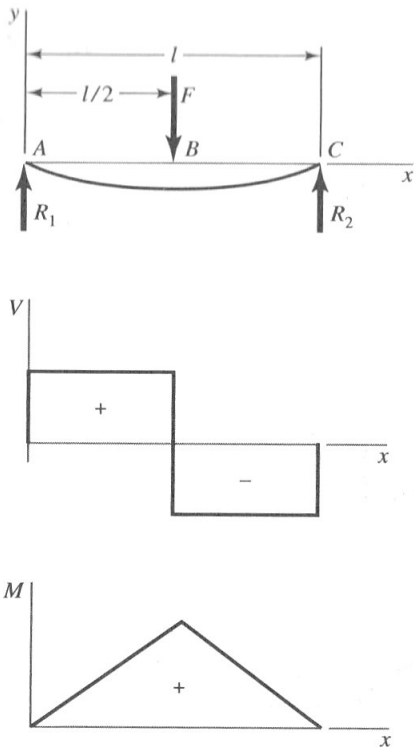
con un pasador de 1", y también deben soportar esa carga, así que se utilizará un perno de 1" y se calculará su resistencia a continuación.

Como se analizó en la ecuación 4.2, la fuerza que ejercen 1850Kg (peso total de la carga) a 35 grados de inclinación, pero estableceremos una aceleración supuesta de  $1m/s^2$  para aumentar la fuerza de análisis. entonces la carga que debe soportar el perno es de

$$\begin{aligned} F_{frenado} &= mg \sin \theta + ma_f \\ &= m(g \sin \theta + a_f) \\ &= 1840Kg(9.8 \frac{m}{s^2} \times \sin(35) + 1 \frac{m}{s^2}) \\ &= 12182.7N \end{aligned} \tag{4.61}$$

el perno se analiza como una viga con apoyos simples y carga central, y como se analizó en la ecuación 4.46, página 70, se debe analizar el esfuerzo por flexión. obteniendo lo siguiente.

Figura 35. Apoyos simples, carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

(SHIGLEY, 2002)

$$M_{AB} = M_{BC}$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{12182.7N * 66.1mm}{2 * 2}$$

$$M_{AB} = 201319.1N.mm$$
(4.62)

Con un esfuerzo de fluencia de 207MPa, con inercia de 20431.71mm<sup>4</sup> y con C=12.7

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

$$\sigma = \frac{201319.1N.mm * 12.7mm}{20431.71mm^4}$$

$$\sigma = 125.13MPa$$
(4.63)

$$F.S = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

$$F.S = \frac{207MPa}{125.13MPa} \quad (4.64)$$

$$F.S = 1.65$$

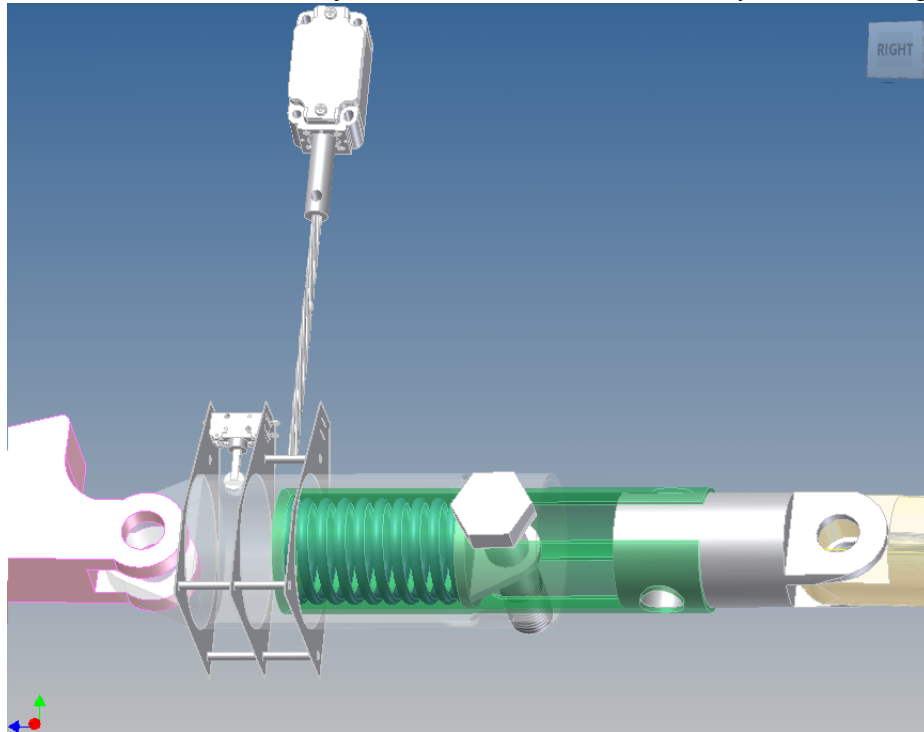
Se usará luego un perno de 1" diámetro, de longitud 4" y material ASTM A325 tipo 1, utilizado en torres de transmisión y puentes, ver anexo E.

Para reconocer la posición del resorte se debe instalar un microswitch que cumpla esta función, en este caso se puede optar por un interruptor de seguridad schmersal cualquiera de los mostrados en el anexo C. Éste con el fin de que cuando el resorte empuje el cilindro interior, se accione una leva o un contacto del micro y avise al sistema de una subtensión del cable tractor.

Para condicionar bien el comportamiento del sistema de frenado ante un evento de falla del cable tractor, se debe optar por instalar un segundo microswitch. La función de este será de verificar el ángulo en que la terminal de cable está posicionada, esto con el fin de detectar una caída del cable gracias a su peso y debido a una situación anómala. Entonces este microswitch de tensión fabricado por schmersal y propuesto en el anexo C se activa cuando hay un exceso de tensión.

Los 2 microswitch schmersal se encuentran acoplados al sistema como lo muestra la figura 36.

Figura 36. Sistema de verificación y conducción con sus interruptores de seguridad



4.6.11 Generalidades del sistema eléctrico. Es importante aclarar que en la actualidad Coservicios diseña cabinas de teleférico que no poseen ninguna fuente eléctrica, pero esta situación cambiará debido a la necesidad de comunicación con la cabina y también por que muchos sistemas de seguridad deben operar eléctricamente, como es el caso del freno.

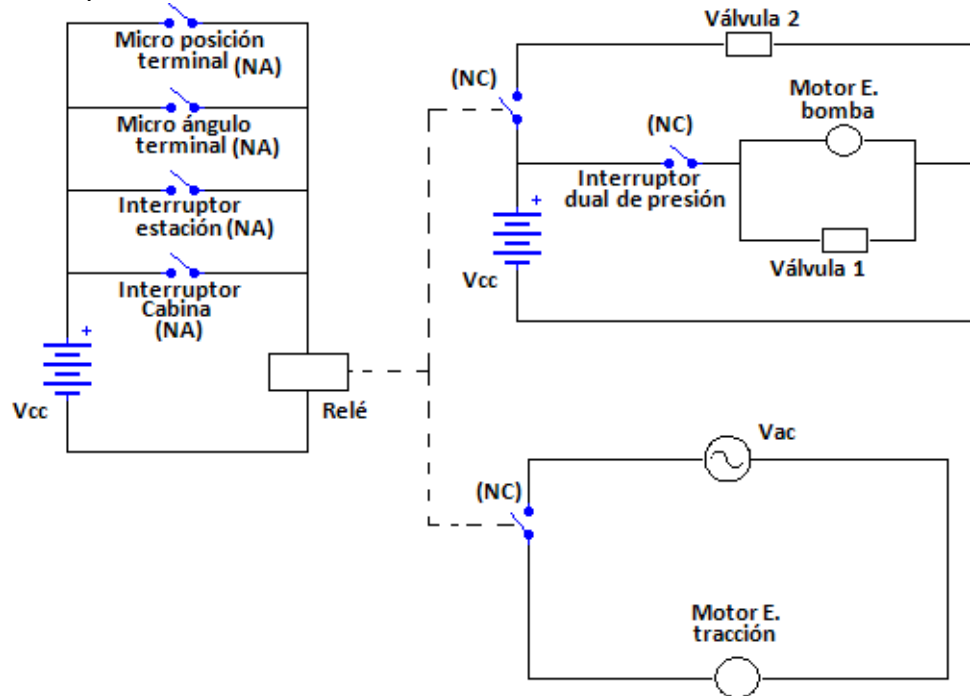
En la actualidad muchos teleféricos del mundo cuentan con sistemas de abastecimiento energético integrados a la cabina, otros transmiten energía e información por medio de los cables ya sea tractor o portante, en algunos casos incluso se usan métodos wireless para comunicar la estación y la cabina. Existen luego varias posibilidades de solución a este problema, se podría optar por poner un sistema de generación de energía, por ejemplo un dínamo acoplado a las partes móviles del carretillo, en este caso a las poleas,

para que una batería en la cabina sea cargada cuando hay desplazamiento. Por otro lado se podría instalar un panel solar para que la carga se realice durante el día o incluso se puede solucionar instalando contactos desacoplables en el carretillo como hacen muchos fabricantes, permitiendo que la batería de cabina se cargue cada que esta llega a la estación. Este último sistema se puede apreciar en las siguientes imágenes.

Tabla 9. Sistemas de acople eléctrico New York, USA y Guadalupe, Colombia



Figura 37. Esquema eléctrico



Con este esquema simplemente se busca identificar cual es la función principal de cada uno de los interruptores y actuadores del sistema. Los microswitches de posición y ángulo, y los interruptores en estación y en cabina están en este diagrama aislados en un subcircuito con el fin de establecer 2 cosas: primero todos estos interruptores trabajan NA (Normalmente abiertos) evitando una circulación constante de corriente que se traduce en una carga energética y el segundo parámetro en este subcircuito es la disposición en paralelo con el fin de activar el relé por la activación de cualquiera de estos interruptores de seguridad. El subcircuito inferior corresponde al circuito eléctrico alimentado por corriente alterna del sistema motriz, el cual no se puede desligar de la operación del freno, de forma que cuando una seguridad se active, este subcircuito en serie debe ser aislado. Finalmente el subcircuito superior que corresponde a los componentes del sistema hidráulico para los cuales se requiere energizar el motor de la bomba y los solenoides de las 2 válvulas de 2 vías mostrados en la figura 29.

## 4.7 CONCLUSIONES CAPÍTULO 4

La norma VDI 2222 aconseja tomar en cuenta los requisitos que imponen las normas, los clientes (en este caso los constructores) y los usuarios finales, pero es importante recalcar que para este caso, los deseos de los usuarios finales poco aportan al dispositivo final, entre otras cosas por que este no estará en contacto directo con el dispositivo. Sin embargo es importante mencionar que la existencia de este producto se da gracias a la necesidad básica de subsistencia y seguridad que se genera en el usuario final. Como resultado, los requerimientos establecidos son netamente pautados, primero por la normativa y luego por los clientes.

En la caja negra y la estructura de funciones parciales no se consideró en ningún momento la función de liberación del freno con el fin de separar esta subfunción de la función principal y no mostrar una operación redundante, por el contrario se dividieron estas funciones pero teniendo en cuenta que están ligadas entre si.

Teniendo en cuenta que se están comparando solo 3 combinaciones de soluciones, es conveniente establecer que la alternativa escogida en este análisis puede diferir de la alternativa que escoja el fabricante, ya que hay otros criterios que son ajenos a este proyecto de diseño general y pueden ser mucho mas relevantes a la hora de aplicar en un proyecto específico.

Es importante aclarar que los otros conceptos solución no escogidos(en este análisis,) estaban aventajados en muchos aspectos, por ejemplo los comprobados numéricamente. Resulta que tanto el mecanismo de cuña como el drop-jaw ofrecen una disminución en la carga de accionamiento, y esto se da gracias al autoaccionamiento que en estos ocurre, sin embargo hay una gran desventaja al momento de desaplicar este tipo de frenos ya que la fuerza de operación depende de la carga, a diferencia del mecanismo resortado en el cual esta fuerza depende de la energía potencial del resorte, la cual es constante para un desplazamiento establecido, en otras palabras el accionamiento de la cuña o del

drop-jaw difiere cuando la cabina está vacía a cuando está llena, cosa que no pasa con el mecanismo de pinzas. Y este comportamiento presente en los frenos paracaídas de un elevador, le ha brindado a Coservicios bastante experiencia de reacción ante estos eventos. De lo anterior, se deduce la alta importancia de tener en cuenta el tipo de desactivación a la hora de evaluar el tipo de mecanismo de sujeción.

Una zapata de freno es autoenergizante si el sentido de su momento ayuda a aplicar el freno, autodesenergizante si el momento resiste la aplicación del freno. La fuerza de aplicación  $F$  puede ser igual o menor que cero sólo durante el movimiento relativo del cable hacia la dirección en que se autoenergiza el sistema.

La fuerza de frenado y la distancia de frenado no dependen del área de contacto como se ve en las ecuaciones que involucran la fuerza de fricción  $f_f = \mu \times N$ , pero hay que tener cuidado con este concepto ya que el mismo interfiere con la aplicación de fuerza sobre una área determinada y la transferencia de energía. Por un lado como especifica Atwell en sus cálculos, se debe regular una presión máxima de 25MPa sobre un cable, y esto implica calcular un área de contacto para el frenado, y por otro lado entre menos área de contacto se tenga, más energía tendrá que pasar por un espacio mas pequeño, lo que se traduce en aumento de temperatura, y esto a su vez reduce el coeficiente de fricción entre las superficies, situación que no es deseable para un freno.

El cálculo del resorte es un proceso iterativo en el cual hay que darle valor arbitrariamente a muchas variables, es aquí donde influye bastante la experiencia y el conocimiento en procesos de fabricación y propiedades de los materiales con que estos se producen. A final de cuentas el criterio de cedencia del material del resorte condiciona muchas otras variables como el número de espiras, diámetros y la forma como deben ser las superficies de los extremos. Es rigurosa la forma en que deben condicionarse los parámetros anteriores para que un resorte con la magnitud que este sistema requiere pueda ser configurado.

Siempre se debe investigar la flexión cuando se trate de pasadores sueltos. Este es el caso del pasador que pivota las barras, el cual por tener tantos agujeros y ser un único eje, debe tener un alto juego garantizando el giro que requiere el mecanismo. Es por esto que su falla va a ser menos probable por un esfuerzo cortante, y se debe enfocar el análisis a una falla por esfuerzo a flexión y Von Misses.

Al momento de realizar el diseño del freno tipo pinza, el primer elemento que se debe diseñar y fabricar es el resorte, en otras palabras el resorte condiciona el diseño del freno, y no es para menos, ya que la longitud de operación, la constante y la fuerza de operación, son las variables que restringen la geometría de la pinza.

Análogo a lo anterior las calzas de las zapatas son lo último que se diseña y fabrica ya que estas dependen del ensamble de las demás piezas del mecanismo.

## 5 CONDICIONES INDUSTRIALES REQUERIDAS PARA LA FABRICACIÓN DEL FRENO

Las condiciones industriales se refiere a características que debe tener una empresa para sintetizar un producto. Entre estas características esta la materia prima, procesos de manufactura que se involucran, mano de obra y herramientas necesarias para cada etapa.

Este capítulo se basa en recomendaciones para realizar las diferentes tareas requeridas por el dispositivo. Primero se mostrarán los componentes que se deben fabricar y los que se deben comprar, luego se aconsejará la forma de fabricación y finalmente se planteará de forma general las herramientas necesarias para la operación del dispositivo.

Figura 38. Explosión freno

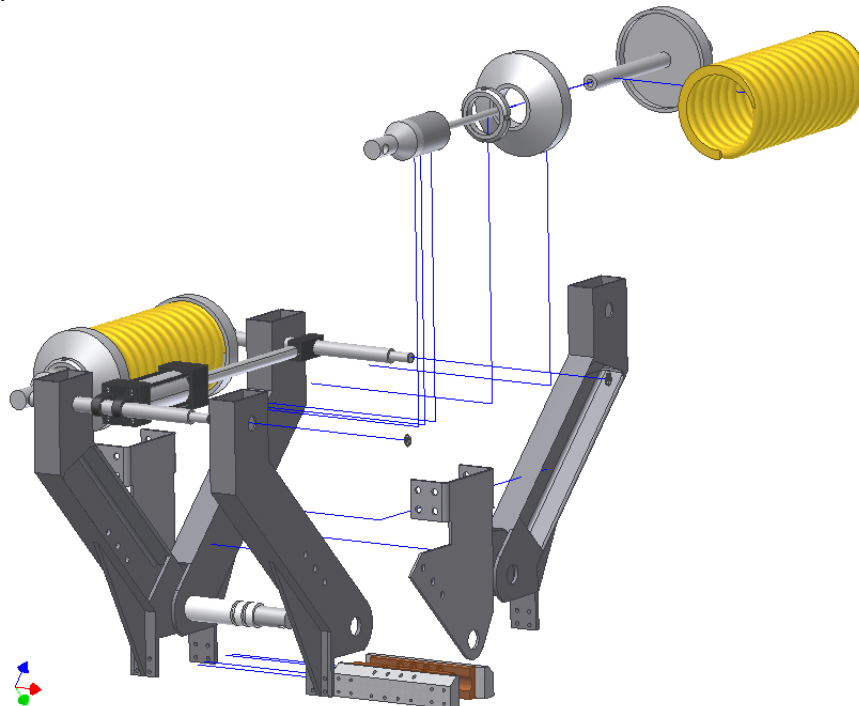
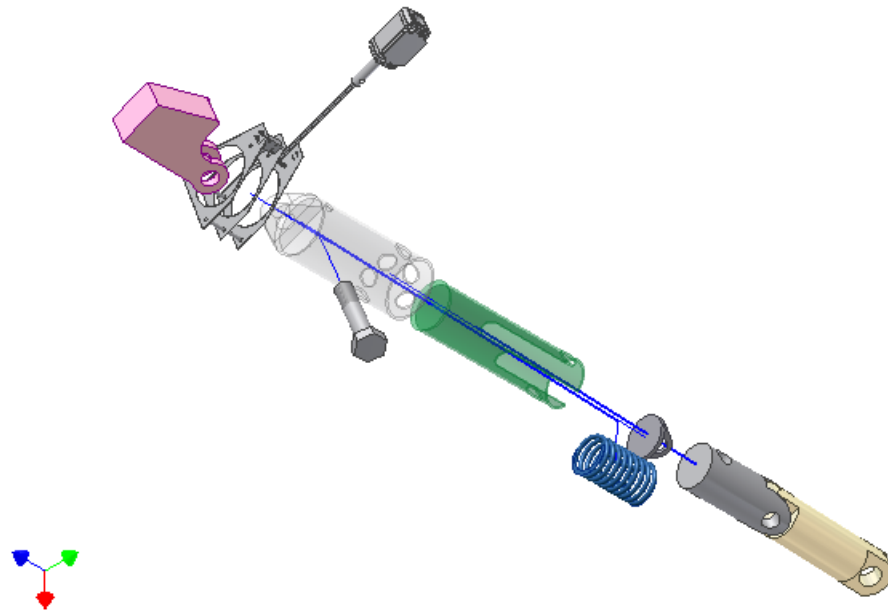


Figura 39. Explosión Terminal



## 5.1 RESUMEN DE COMPONENTES A FABRICAR

Los componentes a fabricar se dividen en 2 tablas, la primera se refiere a las piezas propias del freno y la segunda a las piezas del tensor terminal.

Tabla 10. Componentes a fabricar Freno

<b>COMPONENTE</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>TRATAMIENTO O ESTADO</b>	<b>CANT.</b>
Barra estructura pinza	Acero ASTM A36	Galvanizado en caliente	4
Resorte	Acero AISI/SAE 6150		2
Cazoleta resorte anterior	Aluminio AISI/SAE 6061	T6	2
Cazoleta resorte posterior	Aluminio AISI/SAE 6061	T6	2
Conexión ajustable resorte	Acero inoxidable AISI 304		2
Bujes separadores	Nylon 6,6		5
Calza zapata	Acero inoxidable AISI 304		2
Pasador resortes	ASTM A36	Recocido, galvanizado	2
Pasador pivote	AISI/SAE 4140	Recocido, galvanizado	1
Platina sujeción	ASTM A1008	CR	2
Platina anclaje a carretillo	ASTM A1008	CR	2
Zapata freno	Bronce		2

Tabla 11. Componentes a fabricar tensor terminal

<b>COMPONENTE</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>TRATAMIENTO O ESTADO</b>	<b>CANT.</b>
Cilindro interno	ASTM A36	Galvanizado en caliente	1
Cilindro externo	ASTM A36	Galvanizado en caliente	1
Resorte	ASTM A228		1
Base resorte	AISI/SAE 1045	Galvanizado en caliente	1
Buje conexión	AISI/SAE 1045	Galvanizado en caliente	1
Platina micro	ASTM A1008	CR	3
Varilla unión	ASTM A1008		3

## 5.2 COMPONENTES COMERCIALES

Los componentes comerciales se dividen en 2 tablas, la primera se refiere a las piezas propias del freno y la segunda a las piezas del tensor terminal.

Tabla 12. Componentes comerciales freno

<b>COMPONENTE</b>	<b>CANTIDAD</b>
Tuerca sujeción KM 10	2
Tornillo avellanado socket head M5x0.8x20 ISO 10642	16
Tornillo bristol cabeza cilíndrica Acero inox M5x0.8x20 ISO 4762	16
Tornillo cabeza hexagonal clase 8.8 M8x1.25x20 ISO 24017	16
Tuerca M8x1.25	16
Arandela galvanizada I.D 10	16
Wasa M8 Z2	16
Tornillo cabeza hexagonal clase 8.8 M12x1.5x40	6
Tuerca M12x1.5	6
Arandela galvanizada I.D 14	6
Wasa M12 Z2	6
Anillo de retención seeger para ejes A13	4
Pasador elástico DIN 1481 8mm	2
Cilindro hidráulico Mead HD1-150x2.5-PB	1

Tabla 13. Componentes comerciales tensor terminal

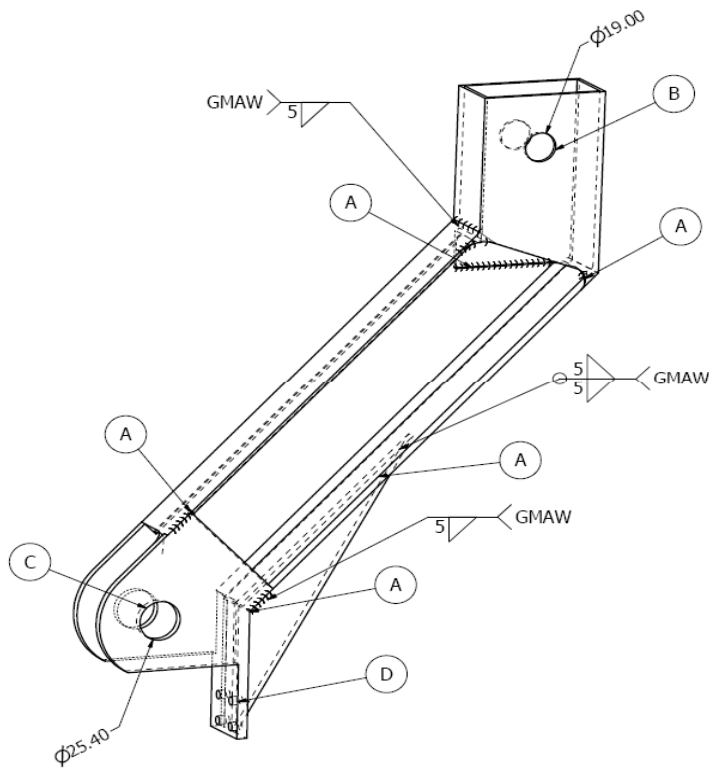
<b>COMPONENTE</b>	<b>CANTIDAD</b>
Perno 1", 4" long ASTM A325	1
Pasador 1"	4
Micro Schmersal ZS 71	1
Schmersal tensor M6	1
Schmersal retén de fuelle	1
Cable de acero	-
Schmersal guardacabo 3B	2
Schmersal abrazadera	4
Micro Schmersal C 50 R	1

### 5.3 CARTA DE PROCESOS

Se muestra a continuación la carta de procesos para algunas piezas a fabricar. Para la fabricación se encuentra necesario establecer parámetros como el material y dimensiones del suministro, también es necesario dar algunas instrucciones para el procesamiento de la pieza, en este caso se señala en la pieza el lugar donde debe realizarse la operación, con que herramienta debe hacerse y que método de medición se utiliza para garantizar las dimensiones especificadas. Finalmente se dan 5 parámetros,  $N$  es el número de veces que debe hacerse la operación, los otros 4 parámetros son para el caso donde hay separación de material,  $V_c$  es la velocidad de corte en m/min,  $a$  es el avance en mm\*rev,  $p$  es la profundidad en mm y  $n$  son las rpm en el caso de un sistema rotativo.

Proyecto: Freno pinza	HOJA DE PROCESOS		Hoja # 1	Maquina Torno paralelo
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero A36	Perfil en C 3"x1-1/2", perfil Rectangular 3"x1-1/2", platinas 5mm	ASTM A36	Barra	

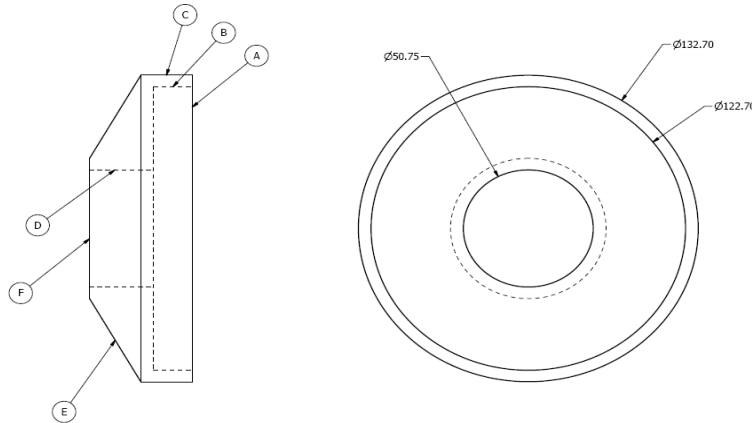
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Soldadura MIG	A	Soldadura		-	Pie de rey	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Taladro de banco	B	Perforado pasante		broca Ø 3/4"	Pie de rey	1	50	0.01	N/A	837.7
Taladro de banco	C	Perforado pasante		broca Ø 1"	Pie de rey	1	50	0.01	N/A	626.6
Taladro de banco	D	Perforado pasante		broca Ø 5.5mm	Pie de rey	4	25	0.01	N/A	1447

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			3	Torno
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	# de pieza	
Aluminio	Eje 140mm o 5 1/2" x70mm	T6 6061	3	

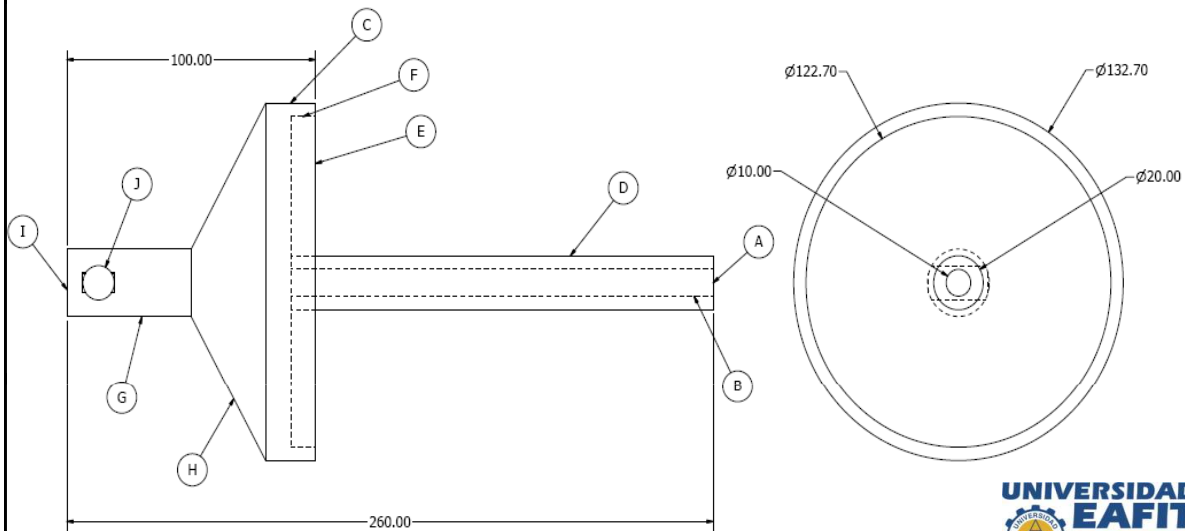
Plano de taller



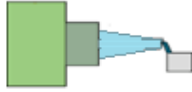
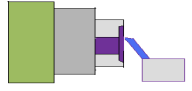



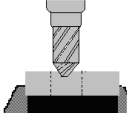
Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Torno paralelo	A	Refrentado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	1	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	B	Cilindrado interior		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	15	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	C	Cilindrado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	8	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	D	Taladro pasante		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	1	250	0.4	N/A	795.8
Torno paralelo	E	Torneado de cono		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	10	250	0.4	1	795.8
Torno paralelo	F	Tronzado		Lama de tronzar	Pie de rey	1	250	0.4	1	795.8

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			4	Torno paralelo y taladro de banco
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Aluminio	Eje 140mm o 5 1/2" x 300mm	T6 6061	cazoleta resorte posterior	

Plano de taller

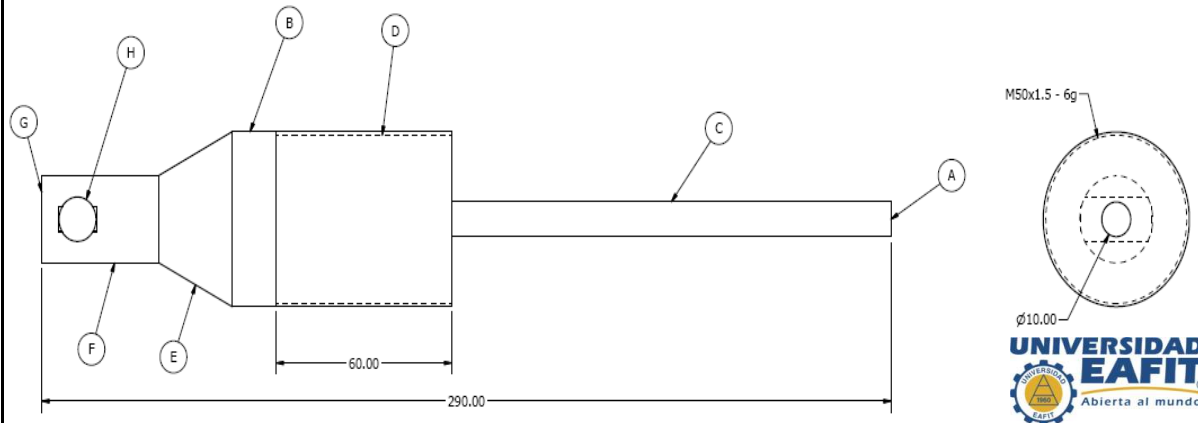


Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Torno paralelo	A	Refrentado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	1	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	B	Taladro pasante		Broca Ø 10mm	Pie de rey	1	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	C	Cilindrado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	8	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	D	Cilindrado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	100	250	0.8	1	795.8

Torno paralelo	E	Refrentado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	1	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	F	Cilindrado interno		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	5	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	G	Cilindrado		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	100	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	H	Torneado de cono		Buril Mecanizado Dureza > 60RC	Pie de rey	10	250	0.8	1	795.8
Torno paralelo	I	Torneado de cono		Lama de tronzar	Pie de rey	1	250	0.8	1	795.8
Taladro de banco	J	taldrado pasante		Broca Ø 1/2"	Pie de rey	1	50	0.1	N/A	159.2

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			5	Torno paralelo y taladro de banco
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero inoxidable	Eje 50mm o 2" x 300mm	AISI 304	conexión ajustable resorte	

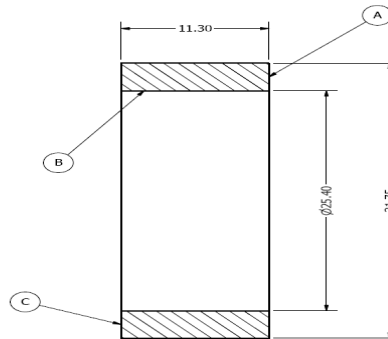
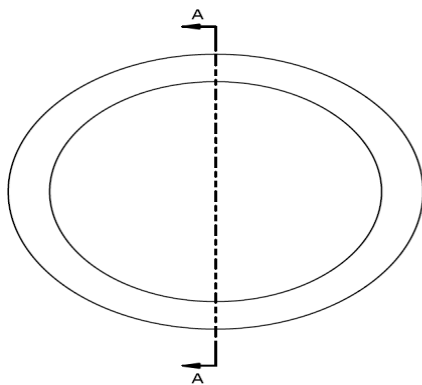
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Torno paralelo	A	Refrentado		Buril mecanizado (ISO M 25)	Pie de rey	1	195	0.25	1	1241
Torno paralelo	B	Cilindrado		Buril mecanizado (ISO M 25)	Pie de rey	1	195	0.25	1	1241
Torno paralelo	C	Cilindrado		Buril mecanizado (ISO M 25)	Pie de rey	40	195	0.25	1	1241
Torno paralelo	D	Roscado		Buril a 60° (ISO M)	Pie de rey y galga métrica	1	130	1.5	0.8	827.6
Torno paralelo	E	Conicidad		Buril mecanizado (ISO M 25)	Pie de rey	10	195	0.25	1	1241
Torno paralelo	F	Cilindrado		Buril mecanizado (ISO M 25)	Pie de rey	5	195	0.25	1	1241
Torno paralelo	G	Tronzado		Lama de tronzar (ISO M 30)	Pie de rey	1	195	0.25	1	1241
Taladro de banco	H	perforado pasante		Broca Ø 1/2"	Pie de rey	1	50	0.1	N/A	159.2

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			6	Torno paralelo
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Nylon	Eje 1 1/2" x >11.3mm	Nylon 6,6	Buje separador	

Plano de taller



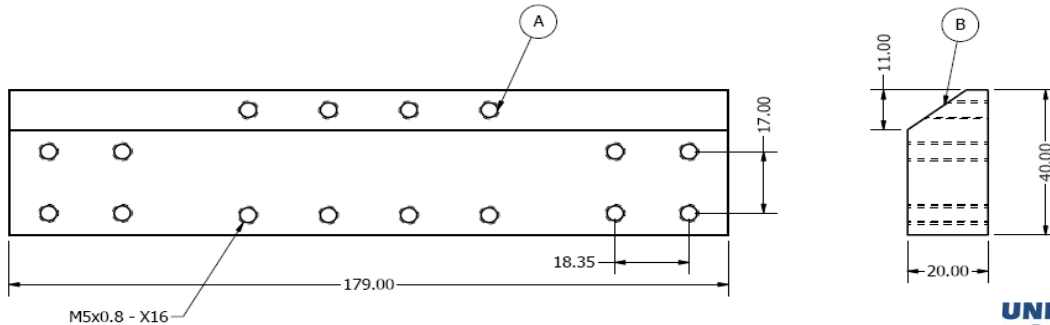
SECTION A-A  
SCALE 4 : 1



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Torno paralelo	A	Refrentado		Buril mecanizado	Pie de rey	1	50	1	1.5	1326
Torno paralelo	B	perforado		Broca 1"	Pie de rey	1	70	1	1.5	1857
Torno paralelo	C	Tornzado		Buril mecanizado	Pie de rey	1	50	1	1.5	1326

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			7	Fresadora, machuelo
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero inoxidable	lingote 20x40x179	AISI 304	Calza zapata	

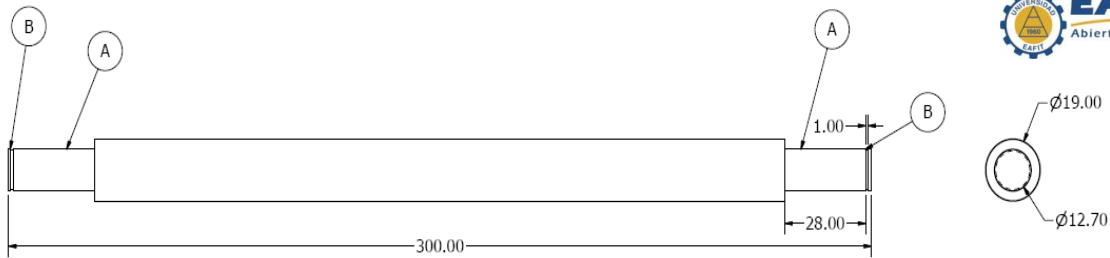
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Fresadora	A	Perforado		Broca 4.2mm	Pie de rey	16	25	1	1.5	1592
Fresadora	B	chaflanado		Fresa de vástago de 1"	Pie de rey	1	20	1	0.5	250.6
Machuelo	C	Roscado manual		Machuelo M5x0.8	Pie de rey	16	N/A	N/A	N/A	N/A

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			8	Torno paralelo
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero ASTM A36	Eje 3/4" x 300mm	ASTM A36	Pasador resortes	

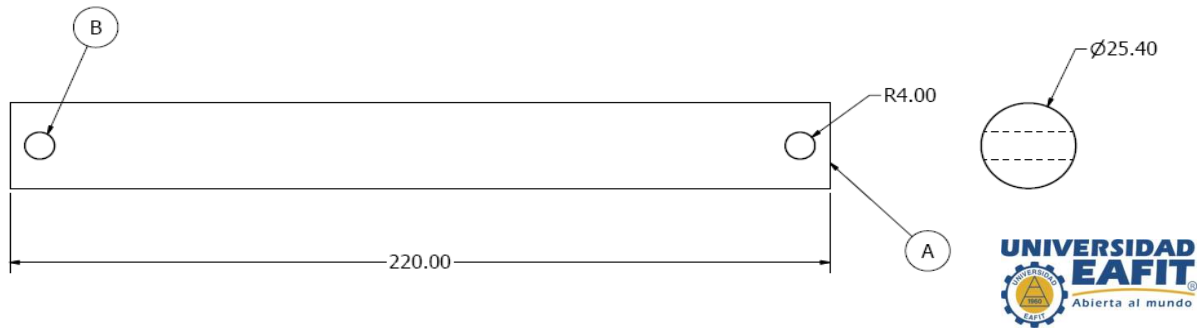
Plano de taller


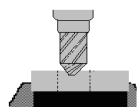


Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Torno paralelo	A	Cilindrado		Buril mecanizado acero rapido	Pie de rey	14	100	1	1	1675
Torno paralelo	B	Cilindrado		Buril mecanizado acero rapido	Pie de rey	2	100	0.1	0.5	1675

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			9	Taladro de banco y sierra de vaivén
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero 4140	Eje 1" x 220mm	AISI/SAE 4140	Pasador pivote	

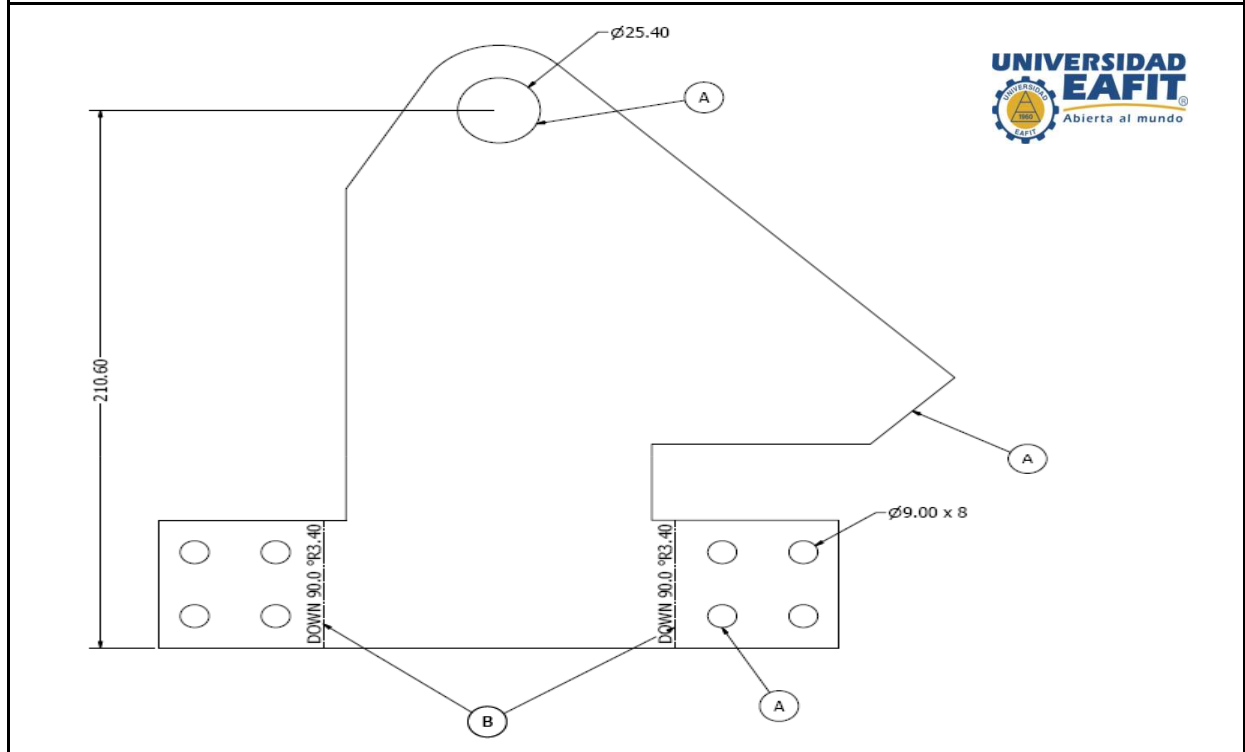
Plano de taller




Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Sierra de vaivén	A	Corte		Sierra	Pie de rey	1	N/A	N/A	N/A	N/A
Taladro	B	Perforación		Broca Ø 8mm	Pie de rey	2	40	0.01	N/A	1592

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			10	Punzonadora, dobladora y cizalla
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero ASTM A1008	Platina 240 x 230 x 3.4mm	ASTM A1008	Platina sujeción	

Plano de taller

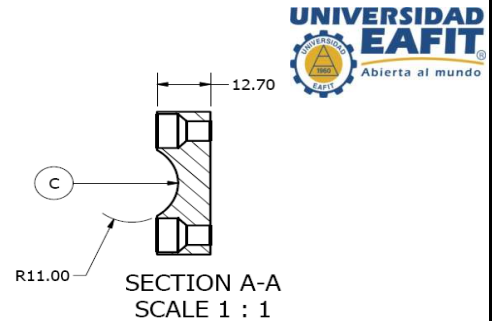
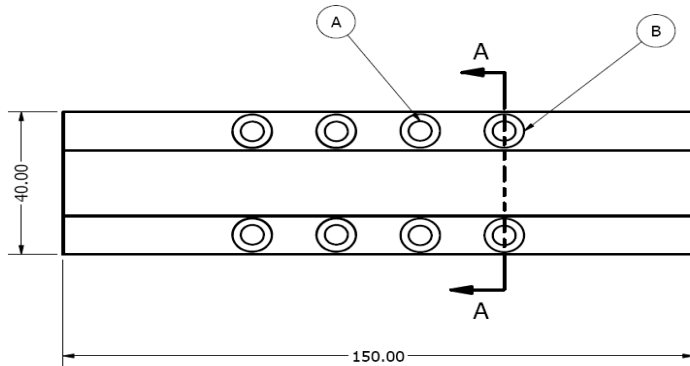


Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc	a	p (mm)	n
Punzonado	A	Punzonado		Punzón	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A
Dobladora	B	Doblado		Doblado 90°	Escuadra	2	N/A	N/A	N/A	N/A



Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			12	Fresadora y/o taladro de banco
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Bronce	lingote 40x150x12.7	Bronce	zapata	

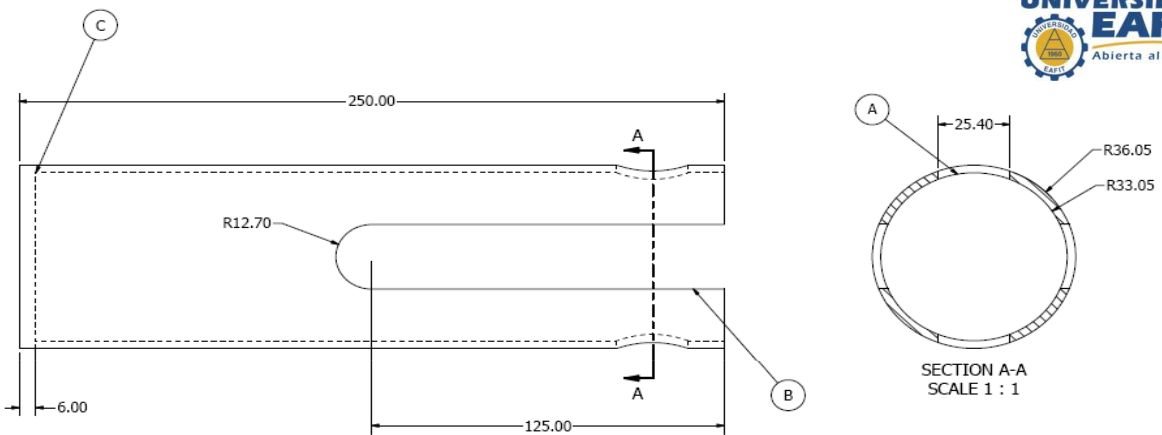
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Taladro de banco	A	Perforado pasante		Broca Ø5.5mm	Pie de rey	1	25	0.01	12.7	1447
Taladro de banco	B	Perforado		Broca helicoidal punta aguda Ø9.5mm	Pie de rey	1	25	0.01	5	837.7
Fresadora	C	Ranurado cilíndrico		Fresa cilíndrica de 22mm	Pie de rey	10	20	1	0.5	250.6

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			14	Taladro de banco y equipo de soldadura MIG
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero ASTM A36	Tubo estructural $\varnothing_{ext}$ 72.1mm, espesor 3mm y platina redonda de 6mm	ASTM A36	Cilindro interno	

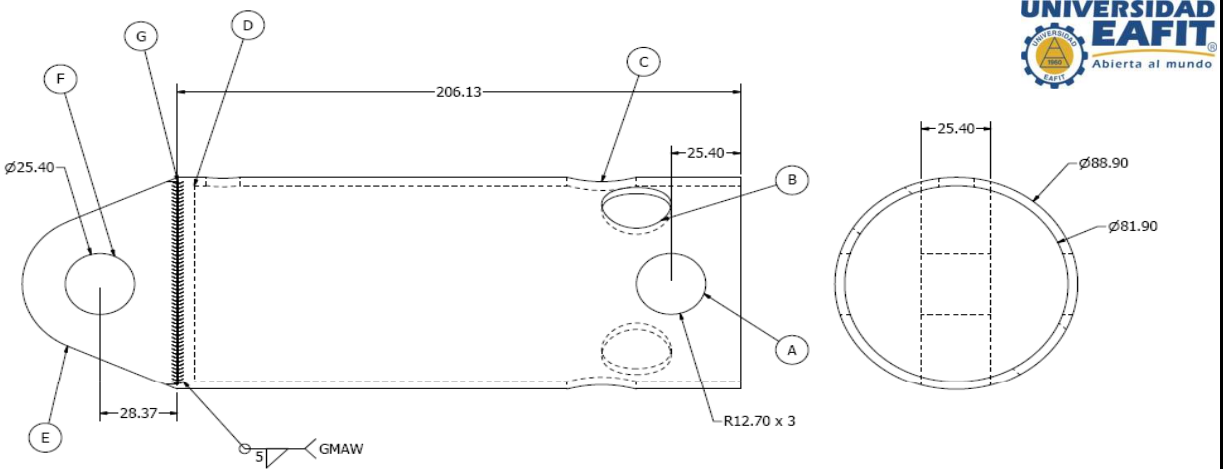
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Taladro de banco	A	Perforado		Broca $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Taladro de banco	B	Perforado		Fresa de vástago de $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Soldadura MIG	C	Soldadura		-	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			15	Punzonadora, taladro de banco y equipo de soldadura MIG
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero ASTM A36	Tubo estructural $\varnothing_{ext}$ 88.9mm, espesor 3.5mm y 2 platinas de 6mm	ASTM A36	Cilindro externo	

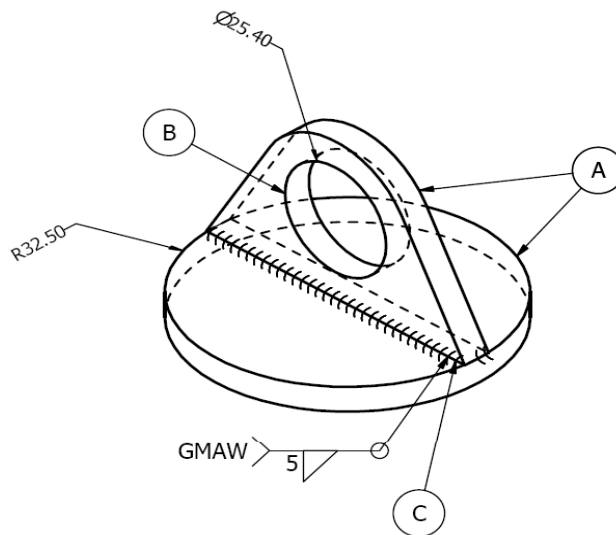
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Taladro de banco	A	Perfortado		Broca $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Taladro de banco	B	Perforado		Broca $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Taladro de banco	C	Perforado		Broca $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Soldadura MIG	D	Soldadura		-	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A
Punzonado	E	Punzonado		Punzón	Pie de rey	2	N/A	N/A	N/A	N/A
Taladro de banco	F	Perfortado		Broca $\varnothing$ 1"	Pie de rey	1	75	0.01	N/A	939.9
Soldadura MIG	D	Soldadura		-	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			16	Punzonadora, taladro de banco y equipo de soldadura MIG
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero 1045	Platina de 6mm	AISI/SAE 1045	Base resorte	

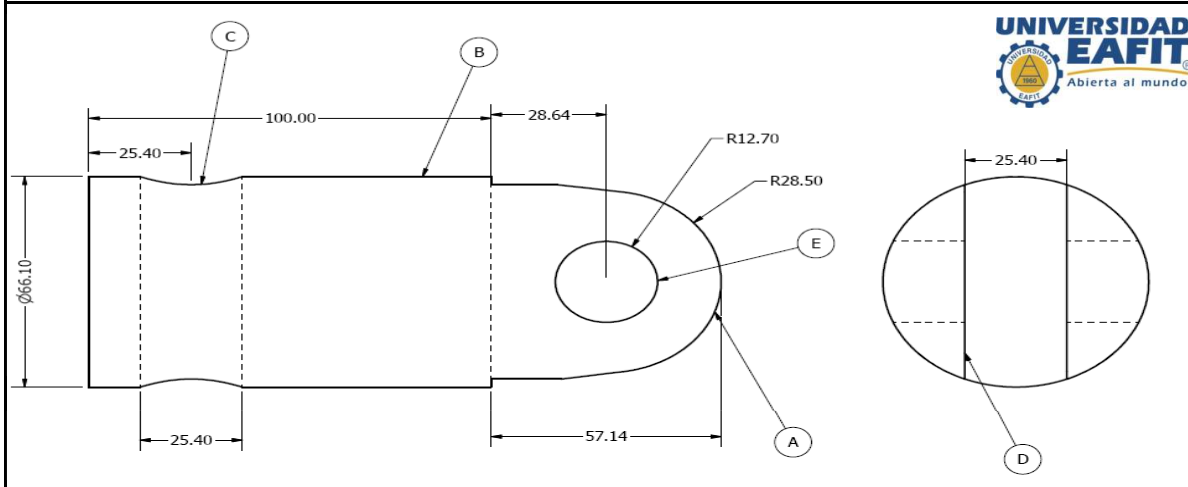
Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Punzonado	A	Punzonado		Punzón	Pie de rey	2	N/A	N/A	N/A	N/A
Taladro de banco	B	Perforado		Broca Ø 1"	Pie de rey	1	50	0.01	5	626.6
Soldadura MIG	C	Soldadura		-	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			17	Esmeril, taladro de banco, torno
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero 1045	Eje macizo 170mm x 160mm	AISI/SAE 1045	Buje conexión	

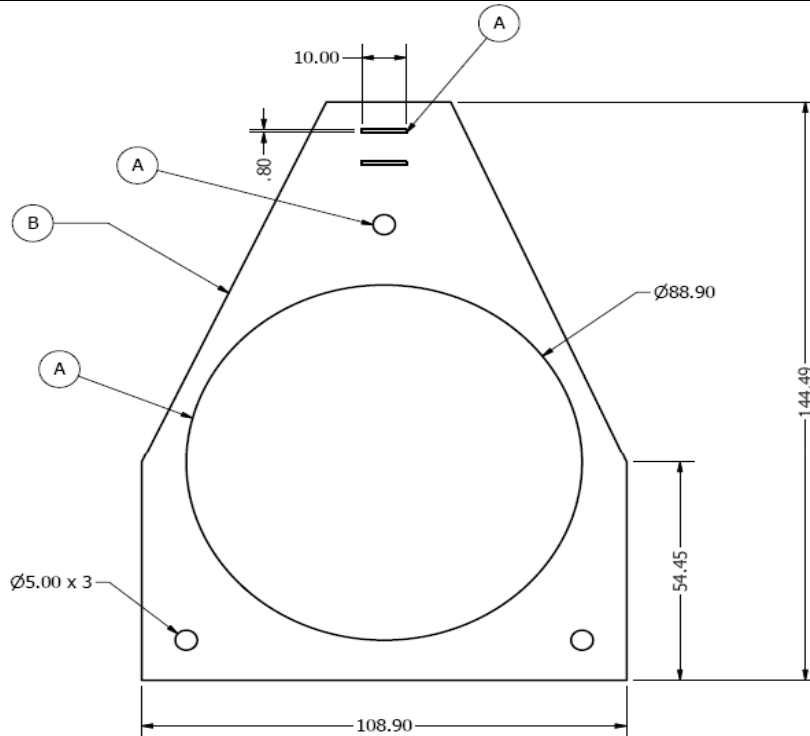
Plano de taller





Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc (m/min)	a (mm*rev)	p (mm)	n (Rpm)
Esmeril	A	Esmerilado		Esmeril	Pie de rey	1	848.232	0.8	N/A	1800
Torno paralelo	B	Cilindrado		Buril Mecanizado acero rápido	Pie de rey	4	200	0.8	1	397.9
Taladro de banco	C	Perforado pasante		Broca Ø 1"	Pie de rey	1	75	0.01	1	939.9
Torno paralelo	D	Fresado		Fresa de vástago de Ø 1"	Pie de rey	100	100	0.01	1	1253
Taladro de banco	E	Perforado pasante		Broca Ø 1"	Pie de rey	1	75	0.01	1	939.9

Proyecto:	HOJA DE PROCESOS		Hoja #	Maquina
Freno pinza			18	Punzonadora y cizalla
Material suministro	Dimensiones suministro	Denominación	pieza	
Acero ASTM A1008	Platina 145 x 109 x 0.5mm	ASTM A1008	Platina micro	

Plano de taller



Sf	Op	Designación	Croquis	Hta	Metrol	N	Vc	a	p (mm)	n
Punzonado	A	Punzonado		Punzón	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A
cizalla	B	corte		-	Pie de rey	-	N/A	N/A	N/A	N/A

Las máquinas y herramientas necesarias de acuerdo a las cartas presentadas para la fabricación son:

Tabla 14. Máquinas y herramientas requeridas

<b>Máquina</b>	<b>Herramientas manufactura</b>	<b>característica herramienta</b>	<b>Herramientas medición</b>
Torno paralelo	Buriles  Brocas	acero rápido, ISO M30, ISO M25, a 60° para rosca métrica, Lama de tronzar  Ø 10mm, 1/2", 1"  Mandril para diámetros anteriores	Calibrador pie de rey  Galga de rosca métrica  Escuadra  Goniómetro
Fresadora	Fresas  Brocas	vástago 1", 22mm  Ø 4.2mm, 1/2", 1"	
Taladro	Brocas	Ø 8mm, 5.5mm, helicoidal punta aguda Ø 9.5mm, 3/4", 1"	
Machuelo y ban- deador	Machuelos	M5x0.8, M8x1.25	
Sierra de vaivén			
Punzonadora			
Dobladora			
Cizalla			
Esmeril			
Soldadura MIG			

## 5.4 HERRAMIENTAS DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO

Habiendo establecido los procesos para la fabricación y los componentes estandarizados para su instalación, queda luego plantear las herramientas necesarias que deben existir en obra para la instalación y mantenimiento del freno. Algunas de estas herramientas son las que proveen actualmente para el mantenimiento en Coservicios.

Tabla 15. Herramientas de instalación y mantenimiento

Flexómetro 3m	
Nivel	
Alicate hombresolo 8"	
Cortafrio 6"	
Lima plana y redonda 6"	
destornillador de estrella 3/16" x 6"	
Llave de expansión 8"	

Pinza punta redonda 8"	
Pinza sacapines seeger	
llave hexágona 4mm	
llave mixta 13mm y 19mm	
llave de gancho HN 10-11	
Tester o voltímetro	
Calibrador pie de rey	
Taladro	
mazo	
Compresor de resorte	

## 5.5 CONCLUSIONES CAPÍTULO 5

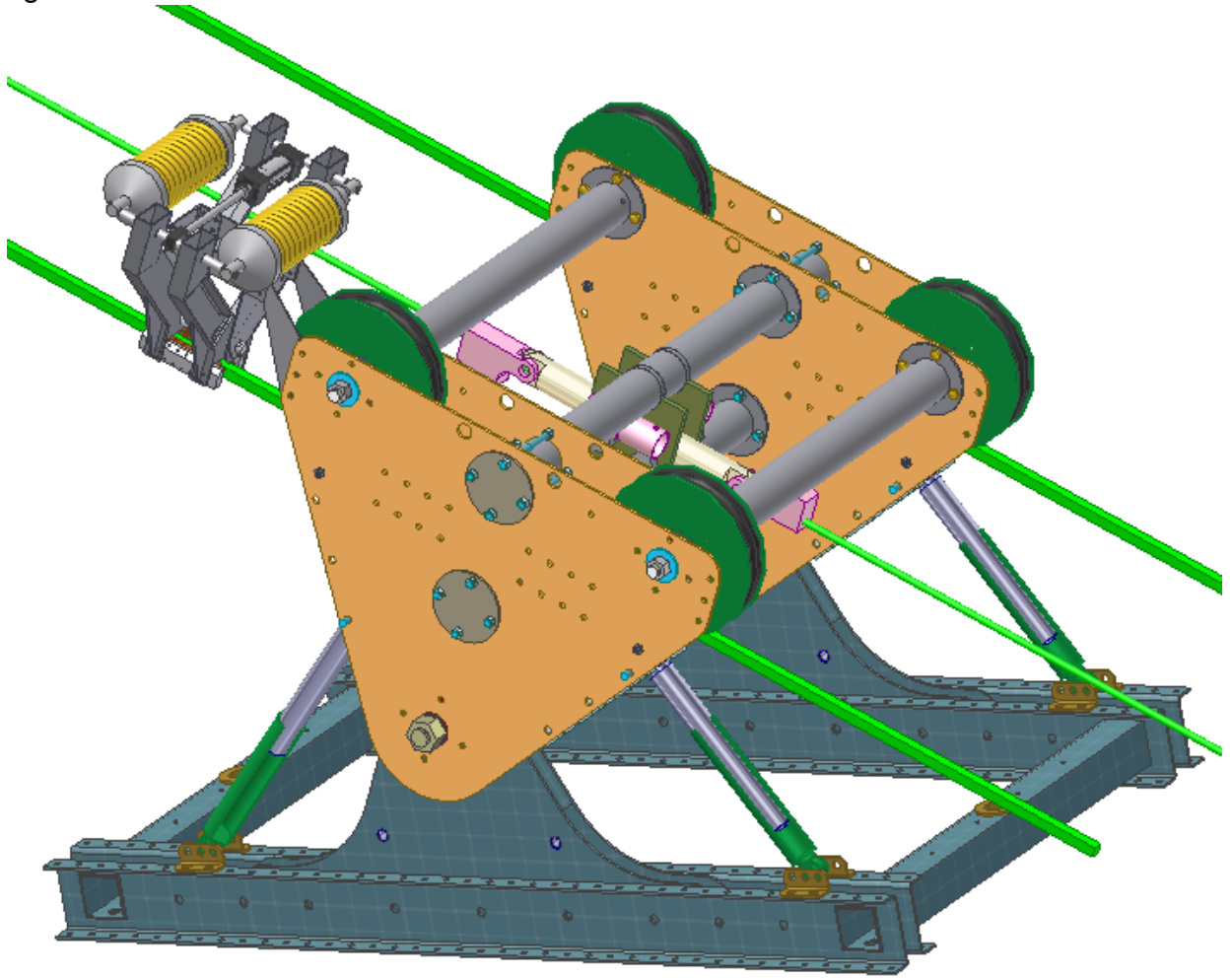
Es preciso aclarar que muchos parámetros de manufactura son establecidos teóricamente, y estos pueden ser modificados por el fabricante con el fin de facilitar el procedimiento. En este caso la experiencia es de gran importancia, dejando el procedimiento antes planteado como una simple recomendación.

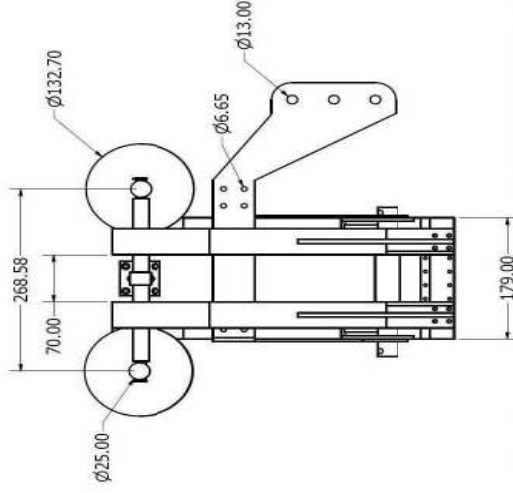
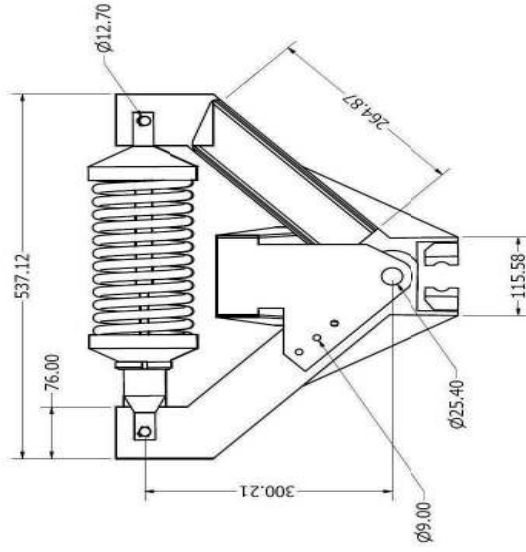
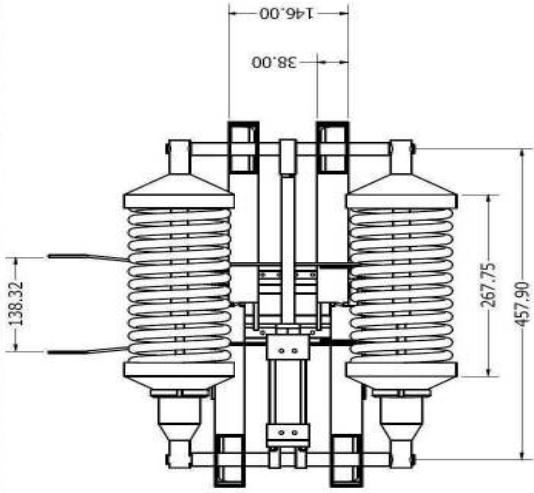
La platina anclaje al carretillo se diseñó con un espesor muy delgado y es necesario aclarar que es netamente una propuesta geométrica y está lejos de ser un modelo funcional, se le debe realizar como mínimo un análisis de esfuerzos para garantizar su estabilidad. Este anclaje se deja en este punto por que existen 2 variantes, ya que el freno no debería estar anclado de una sola parte del carretillo: la primera es soportar el freno de una polea extra ubicada en la parte posterior de la estructura, la cual descansa sobre el cable portante (se puede apreciar el uso de esta disposición por otro fabricante en la imagen de la página 86), la segunda es anclar con una riostra a otro punto del carretillo. Todo lo anterior con el fin de garantizar la estabilidad del sistema.

Las cartas de procesos de los resortes no aparecen con las demás piezas por que la función de fabricación debe hacerla una compañía especializada, con la maquinaria, el personal y el suministro adecuado para la tarea. Así que no tiene sentido generar una recomendación en esta situación.

## 6 PLANOS GENERALES

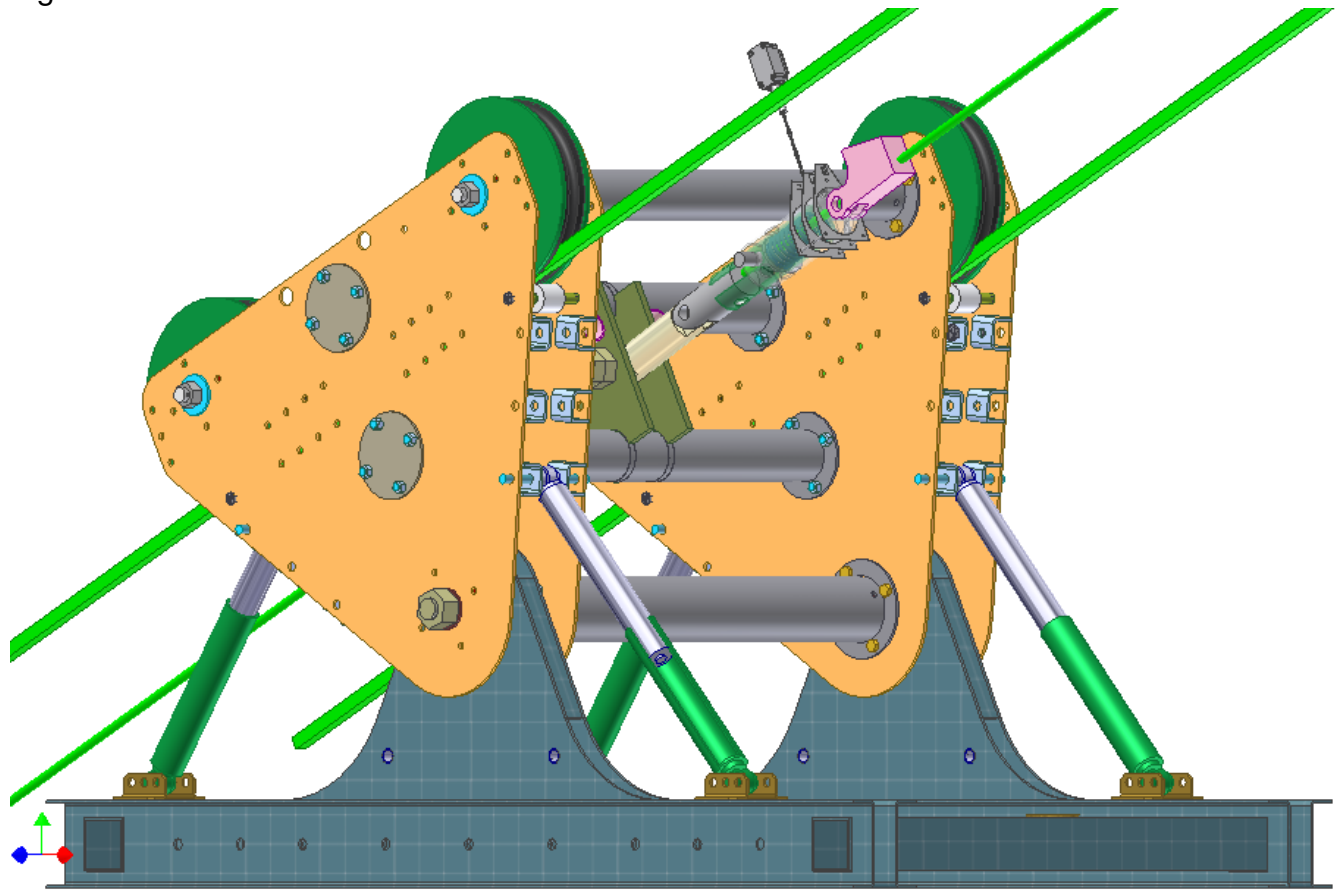
Figura 40. Modelo CAD del ensamble freno-carretillo

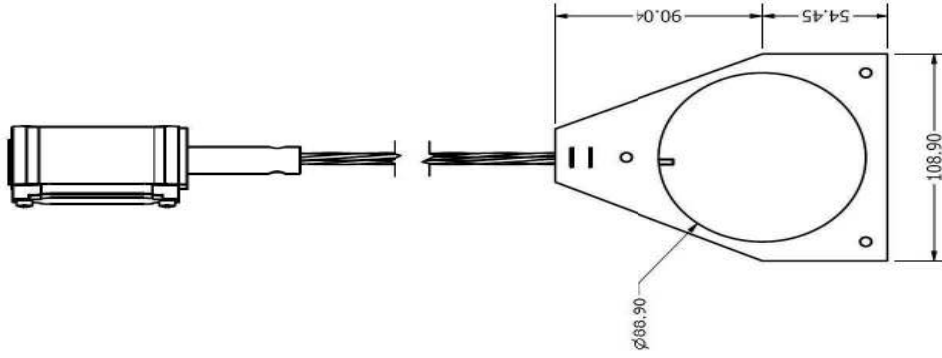
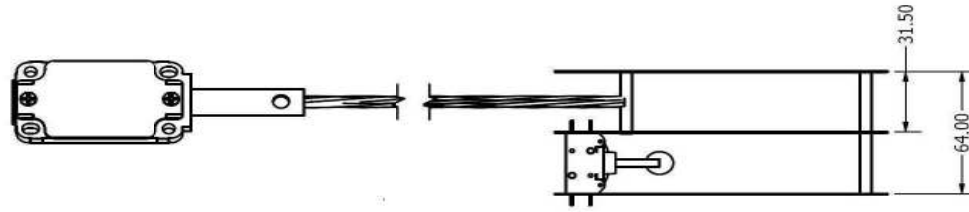




<p><b>UNIVERSIDAD EAFIT</b> Abierta al mundo</p> <p><b>UNIVERSIDAD EAFIT</b> Carrera 49 N° 7 Sur - 50 Tel: (57) (4) - 2619500 Fax: (57) (4) - 2619236 - 2664284 Medellin - Colombia - Suramérica</p>		<b>PROYECTO:</b> DISEÑO DE UN FRENO DE PINZA <b>ENSAMBLE:</b> GENERAL		<b>DIBUJÓ:</b> JUAN SEBASTIÁN PENAGOS	
		<b>SUBENSAMBLE:</b> ESTRUCTURA - PARTES <b>MATERIAL:</b> --		<b>REVISÓ:</b> JUAN SANTIAGO VILLEGAS <b>APROBÓ:</b> JUAN SANTIAGO VILLEGAS La información contenida en este plano no puede ser usada ni reproducida sin autorización escrita	
<b>UNIDAD:</b> mm	<b>ESCALA:</b> 1:5	<b>FORMATO:</b> A4	<b>FECHA:</b> 04-23-2010	<b>PLANO:</b> 1	

Figura 41. Modelo CAD del ensamble Tensor-terminal

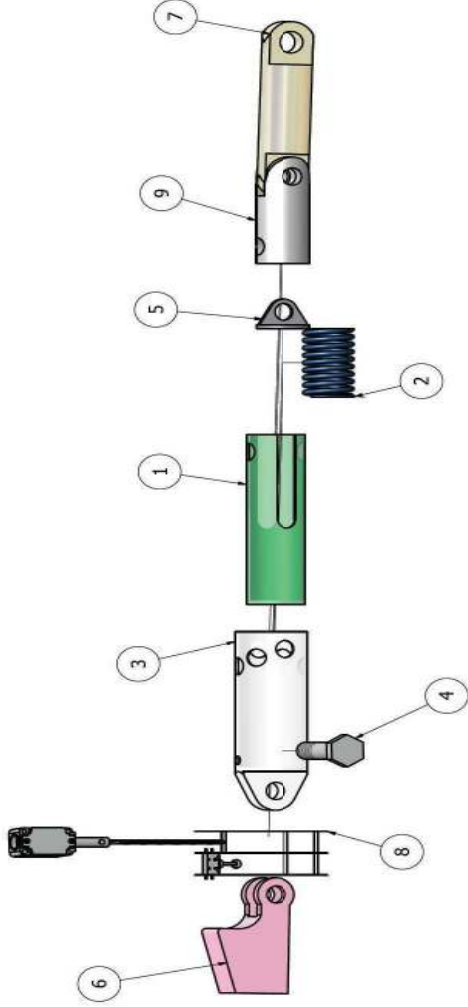





**UNIVERSIDAD EAFIT**  
 Abierta al mundo  
 UNIVERSIDAD EAFIT  
 Carrera 49 N° 7 Sur - 50  
 Tel: (57) (4) - 2619500  
 Fax: (57) (4) - 2619236 - 2664284  
 Medellín - Colombia - Suramérica

PROYECTO: DISEÑO DE UN FRENO DE PINZA	
ENSAMBLE: GENERAL	
SUBENSAMBLE: SOPORTE MICROS	
MATERIAL: --	
UNIDAD: mm	ESCALA: 1:1
SISTEMA: 	FORMATO: A4
	FECHA: 04-23-2010
	PLANO: 2

DIBUJÓ: JUAN SEBASTIÁN PENAGOS  
 REVISÓ: JUAN SANTIAGO VILLEGAS  
 APROBÓ: JUAN SANTIAGO VILLEGAS  
 La información contenida en este plano no puede ser usada ni reproducida sin autorización escrita



ITEM	QTY	PARTE
1	1	tubo_interno
2	1	resorte
3	1	tubo_externo
4	1	perno_pasador
5	1	base_resorte
6	1	terminal_cuña
7	1	destorcedor
8	1	ensamble_platina_micro
9	1	buje_conexion

<p><b>UNIVERSIDAD EAFIT</b> Abierta al mundo</p> <p><b>UNIVERSIDAD EAFIT</b> Carrera 49 N° 7 Sur - 50 Tel: (57) (4) - 2619500 Fax: (57) (4) - 2619236 - 2664284 Medellin - Colombia - Suramérica</p>		<p>PROYECTO: DISEÑO DE UN FRENO DE PINZA</p> <p>ENSAMBLE: GENERAL</p> <p>SUBENSAMBLE: TENSOR-TERMINAL</p> <p>MATERIAL: --</p>		<p>REVISÓ: JUAN SANTIAGO VILLEGAS</p> <p>APROBÓ: JUAN SANTIAGO VILLEGAS</p> <p>La información contenida en este plano no puede ser usada ni reproducida sin autorización escrita</p>	
UNIDAD	mm	ESCALA	1:4	FORMATO	A4
SISTEMA		FECHA	04-23-2010	PLANO	3

## 6.1 CONCLUSIONES CAPÍTULO 6

Es importante subrayar que en el ensamble del freno, solo se muestra un dispositivo de frenado instalado. Al haber 2 cables portantes sería lógico analizar 2 pares de superficies de fricción e instalar 1 freno a cada lado. Esto no es así porque primero este tipo de carretillo no ofrece ningún peligro de descarrilamiento del cable portante y segundo por que todo el análisis realizado en este proyecto se basa en condiciones generales que sirvan para el análisis de cualquier tipo de carretillo. De todas maneras para el caso concreto del teleférico de Buenavista, puede ser una decisión poner un freno en cada lado, y para evitar un sobredimensionamiento se pueden modificar variables como el espesor del resorte, el material del resorte, recorrido del resorte o brazo de palanca de las pinzas.

En el modelo CAD del ensamble tensor terminal, el micro de sobretensión no se encuentra anclado a ningún punto específico del carretillo, esto con el fin de ilustrar que este debe ir soportado sobre el tubo refuerzo o sobre el amarre cable tractor o sobre la platina del balancín, con cualquiera de estos es importante tener en cuenta la tensión de disparo del interruptor, la posición de este, el cableado que lo acompaña y la clasificación de protección IP.

## 7 BIBLIOGRAFÍA

### CLÁSICA

ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Requisitos de seguridad de las instalaciones de transporte por cable destinadas a personas. Sistemas de accionamiento y otros equipos mecánicos. Madrid: AENOR, 2006. 65 p. (UNE-EN 13223)

ORRO ARCAY, Alfonso; NOVALES ORDAX, Margarita y RODRIGUEZ BUGARIN, Miguel. Transporte por cable. Coruña, Ed. Tórculo Artes, 2003. Universidad de la Coruña. 144 p. ISBN 84-688-3536-6.

MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIÓN DE ESPAÑA. Pliego de condiciones técnicas para la construcción y explotación de las instalaciones de teleféricos y funiculares para transporte de viajeros. Madrid, 1998. 67 p.

SOLANA BARJACOBA, Lorena; ORRO ARCAY, Alfonso; RODRÍGUEZ BUGARÍN, Miguel y CHAO LÓPEZ, Mar. Adecuación de los sistemas de transporte por cable a fines turísticos no deportivos. A Coruña, 2001. 8 p.

JIMÉNEZ BENJUMEA, Juan Pablo y LÓPEZ ALZATE, Samuel David. Sistema de transporte por cable. Medellín, Colombia: Universidad Pontificia Bolivariana. Departamento de ingeniería mecánica, ISN 271058, 2002. 106p.

OCAMPO, Juan Camilo. Estructura autoportante para ascensores de personas con movilidad reducida para la empresa Coservicios S.A. Medellín, Colombia: Universidad EAFIT. Departamento de ingeniería mecánica, 2009. 35p.

ASOCIACIÓN DE INGENIEROS ALEMANES. Metodología del diseño concepción de productos técnicos VDI 2222. Mayo 1977. 64 p.

TIMINGS, Roger. Mechanical engineer's pocket book. Great Britain, Ed. Newnes, 2006. 768 p. ISBN-13: 978-0-7506-6508-7.

SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 Ed. México: McGraw Hill, 2002. 1258 p. ISBN 970-10-3646-8

GUTIÉRREZ BENITEZ, Laura y CORRALES POSADA, Carlos Andrés. Diseño de un freno pronny para la medición de potencia. Medellín, Colombia: Universidad EAFIT. Departamento de ingeniería mecánica, 2008. 199p.

GERE, James M. Mecánica de materiales. 5 Ed. México: Thomson learning, 2002. 926 p. ISBN 970-686-095-9

SUMATEC S.A, Catálogo de productos industriales.Colombia. Ed. Blanecolor Ltda. 2006. 248 p.

## BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA

GAGNE y BLOOM. Gagne's Theory of Instruction. Gagne's Theory of Instruction. [En línea] 1996. [Citada: 01 Septiembre de 2009.] <http://home.gwu.edu/mccorry/corry1.htm>.

COSERVICIOS S.A. Ascensores Andino [En línea]. Medellín. 2009 (Citada: 09 septiembre 2009)<[http://www.imelec.net/ascensoresandino\\_e/](http://www.imelec.net/ascensoresandino_e/)>

RODRIGUEZ, Jose Luis. Tecnología, internet y ciencia . [En línea]. 2009 (Citada: 05 Octubre 2009)<<http://www.vidadigitalradio.com/sistema-de-transporte-cable/>>

GOBERNACIÓN DE ANTIOQUIA. Cables Aéreos con Fuerza en Antioquia [En línea].2006. (Citada: 06 Octubre 2009)<[http://www.periodicoamigo.com/494\\_antioquia\\_cables\\_aereos.html](http://www.periodicoamigo.com/494_antioquia_cables_aereos.html)>

CARRETEROS. Legislación de transporte por cable [En línea]. 2006 (Citada: 02 Octubre 2009)<<http://www.carreteros.org/legislacionb/cable/cable.htm>>

SIMONSTOWN. A Pictorial History Of Simon's Town, The Ropeway [En línea]. (Citada: 07 Octubre 2009)<[http://www.simonstown.com/museum/stm\\_hist\\_aerialropeway.htm](http://www.simonstown.com/museum/stm_hist_aerialropeway.htm)>

GRANDE, Steve . Ropeway [En línea].España. 2005. (Citada: 07 Octubre 2009)<<http://www.trainweb.org/eritrean/scrapbook/what/ropeway/ropeway.html>>

LEITNER POMA. Aerial lift [En línea]. Colorado. 2009 (Citada: 07 Octubre 2009)<<http://www.leitner-poma.com/>>

DOPPELMAYR. Surface and Aerial ropeways [En línea]. (Citada: 07 Octubre 2009)<<http://www.doppelmayr.com>>

FISCHER, Guenter . Cable car Zermatt [En línea]. Vancouver. 2009 (Citada: 08 Octubre 2009)<[www.worldofstock.com/closeups/NAL1407.php](http://www.worldofstock.com/closeups/NAL1407.php)>

UNIVERSITY OF IDAHO. Geometric desing theory and concepts [En línea]. Idaho. 2010 (Citada: 02 Marzo 2010)<[http://www.webs1.uidaho.edu/niatt\\_labmanual/Chapters/geometricdesign/theoryandconcepts/BrakingDistance.htm](http://www.webs1.uidaho.edu/niatt_labmanual/Chapters/geometricdesign/theoryandconcepts/BrakingDistance.htm)>

NAVE, Carl. Hyper physics [En línea]. Atlanta. 2006 (Citada: 02 Marzo 2010)<<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/crstp.html>>

OPDAHL, Barry. Engineering power tools [CD-ROM]. Version 1.9.8. 2005 (Citado: 09 Marzo 2010), disponible en línea <<http://www.pwr-tools.com>

VICKERS. Industrial hydraulics Computer Based Training [CD-ROM]. 1997 (Citado: 20 Marzo 2010)

ATWELL. VGRB2 Rope brake [En-línea]. Hallow. 2008 (Citado: 24 Marzo 2010), disponible en línea <<http://www.atwellinternational.com/products/vgrb2-rope-brake-and-umd>

FUNDACIÓN ASCAMM. Centre tecnologic. Tolerancias, Sistemas de ajuste. [En línea]. 2008 (Citada: 10 Abril 2010)<<http://www.scribd.com/doc/3320144/4-tolerancias-de-ajuste>

FERRASA. Catálogo de productos. [En línea]. 2010 (Citada: 12 Abril 2010)<<http://ferrasa.com.co/comercial/productos>

SKF. Tuercas de retención. [En línea]. 2010 (Citada: 12 Abril 2010)<[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=1\\_16\\_20&lang=es&maincatalogue=1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=1_16_20&lang=es&maincatalogue=1)

SEEGER ORBIS, product catalog. [En línea]. 2010 (Citada: 12 Abril 2010)<[http://www.seeger-orbis.com/prod\\_catalog.php](http://www.seeger-orbis.com/prod_catalog.php)

MEAD. product catalog. [En línea].Chicago 2009 (Citada: 15 Abril 2010)<<http://www.mead-usa.com/reference/media/catalog.pdf>

SCHMERSAL. products[En línea].Chicago 2009 (Citada: 17 Abril 2010)<<http://www.products.schmersal.com/index.asp?lang=es>

## 8 ANEXOS

### 8.1 A. Perfiles estructurales Ferrasa

#### 8.1.1 Perfil circular

#### 8.1.2 Perfil rectangular

#### 8.1.3 Perfil en C

### 8.2 B. Cilindros hidráulicos Mead

### 8.3 C. Interruptores Schmersal

### 8.4 D. Tolerancias. Sistema de ajuste

### 8.5 E. Elementos de fijación

#### 8.5.1 Tuercas de fijación SKF

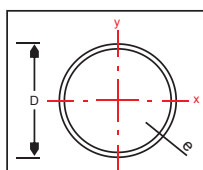
#### 8.5.2 Arandelas de fijación Seeger

#### 8.5.3 Pines elásticos Sinard

#### 8.5.4 Tornillería Sumatec

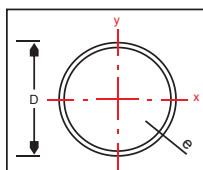
ANEXO A. PERFILES ESTRUCTURALES FERRASA

# Tubería Estructural Redonda



GEOMETRIA			AREA	PESO	PROPIEDADES				MODULO
DIAMETRO		T			ELASTICAS				PLASTICO
in	mm	mm	cm2	Kg/m	I	s	r	j	Zx
					cm4	cm3	cm	cm4	cm3
1/2	20,47	1,50	0,89	0,70	0,40	0,40	0,67	0,81	0,54
1/2	20,70	2,50	1,43	1,12	0,60	0,58	0,65	1,21	0,83
3/4	25,83	1,50	1,15	0,90	0,85	0,66	0,86	1,70	0,89
3/4	26,11	2,50	1,85	1,46	1,31	1,00	0,84	2,61	1,40
1	25,00	2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83		0,80
1	25,00	2,50	1,80	1,41	1,19	0,94	0,81		0,94
1	25,40	2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83	2,03	
1	25,40	2,50	1,80	1,41	1,19	0,94	0,81	2,39	
1	32,92	1,50	1,48	1,16	1,83	1,11	1,11	3,66	1,48
1	32,92	2,00	1,94	1,53	2,33	1,42	1,10	4,66	1,91
1	32,92	2,50	2,39	1,88	2,78	1,69	1,08	5,56	2,32
1 1/4	31,75	2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05	4,15	
1 1/4	31,75	2,50	2,30	1,80	2,47	1,56	1,04	4,95	
1 1/4	32,00	2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05		1,31
1 1/4	32,00	2,50	2,30	1,80	2,47	1,56	1,04		1,56
1 1/4	42,24	1,50	1,92	1,51	3,99	1,89	1,44	7,98	2,49
1 1/4	42,24	2,50	3,07	2,41	5,89	2,83	1,39	11,79	3,83
1 1/4	42,24	3,00	3,70	2,90	7,16	3,39	1,39	14,32	4,63
1 1/2	38,00	2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28		1,95
1 1/2	38,00	2,50	2,80	2,19	4,45	2,34	1,26		2,34
1 1/2	38,00	3,00	3,31	2,60	5,13	2,69	1,25		2,69
1 1/2	38,00	3,50	3,80	2,99	5,75	3,02	1,23		3,02
1 1/2	38,10	1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28		
1 1/2	38,10	2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28	7,41	
1 1/2	38,10	2,50	2,80	2,19	4,45	2,34	1,26	8,90	
1 1/2	38,10	3,00	3,31	2,60	5,13	2,69	1,25	10,26	
1 1/2	38,10	3,50	3,80	2,99	5,75	3,02	1,23	11,50	
1 1/2	38,10	4,00	4,29	3,36	6,31	3,31	1,21	12,63	
1 1/2	47,88	2,50	3,56	2,80	9,20	3,84	1,61	18,41	5,15
1 1/2	48,26	1,50	2,13	1,67	6,03	2,50	1,68	12,06	3,28
1 1/2	48,26	3,00	4,27	3,35	10,97	4,55	1,60	21,94	6,15
1,663	42,24	2,00	2,53	1,98	5,13	2,43	1,42	10,26	
1,663	42,24	2,50	3,12	2,45	6,19	2,93	1,41	12,37	
1,663	42,24	3,00	3,70	2,90	7,16	3,39	1,39	14,32	
1,9	48,26	2,00	2,91	2,28	7,79	3,23	1,64	15,58	
1,9	48,26	2,50	3,59	2,82	9,44	3,91	1,62	18,87	
1,9	48,26	3,00	4,27	3,35	10,97	4,55	1,60	21,94	
1,9	48,26	3,50	4,92	3,86	12,40	5,14	1,59	24,80	
2	50,80	2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73	18,29	

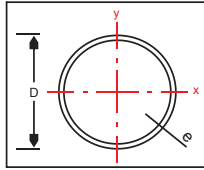
# Tubería Estructural Redonda



**ferrasa** ACEROS®

GEOMETRIA			AREA	PESO	PROPIEDADES				MODULO
DIAMETRO		T			ELASTICAS				PLASTICO
in	mm	mm	cm2	Kg/m	I	s	r	j	Zx
					cm4	cm3	cm	cm4	cm3
2	50,80	2,50	3,79	2,98	11,09	4,37	1,71	22,18	
2	50,80	3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69	25,83	
2	50,80	3,50	5,20	4,08	14,62	5,76	1,68	29,25	
2	51,00	2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73		
2	51,00	2,50	3,79	2,98	11,09	4,37	1,71		
2	51,00	3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69		
2	51,00	3,50	5,20	4,08	14,62	5,76	1,68		
2	59,94	1,50	2,75	2,16	11,76	3,93	2,07	23,53	5,12
2	59,94	2,50	4,51	3,54	18,64	6,22	2,03	37,28	8,25
2	60,03	3,50	6,25	4,91	25,32	8,39	2,01	50,64	11,32
2	60,03	4,00	7,08	5,56	28,22	9,35	2,00	56,44	12,71
2,36	59,94	2,00	3,64	2,86	15,30	5,10	2,05	30,60	
2,36	59,94	2,50	4,51	3,54	18,64	6,22	2,03	37,29	
2,36	59,94	3,00	5,37	4,21	21,81	7,28	2,02	43,63	
2,36	60,00	4,00	7,03	5,52	27,64	9,22	1,98		
2 1/2	63,00	2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18		
2 1/2	63,00	2,50	4,79	3,76	22,32	7,03	2,16		
2 1/2	63,00	3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14		
2 1/2	63,00	3,50	6,60	5,18	29,79	9,38	2,12		
2 1/2	63,50	2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18	36,58	
2 1/2	63,50	2,50	4,79	3,76	22,32	7,03	2,16	44,64	
2 1/2	63,50	3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14	52,31	
2 1/2	63,50	3,50	6,60	5,18	29,79	9,38	2,12	59,58	
2 1/2	72,39	2,00	4,42	3,47	27,41	7,57	2,49	54,83	9,91
2 1/2	72,39	3,00	6,54	5,13	39,44	10,90	2,46	78,87	14,45
2 1/2	72,39	4,00	8,59	6,75	50,42	13,93	2,42	100,83	18,73
2 1/2	72,39	5,00	11,03	8,66	62,15	17,02	2,37	124,31	23,18
2,84	72,14	64,14	4,00	8,56	6,72	49,86	13,82	2,41	99,72
3	76,00	2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62		
3	76,00	2,50	5,79	4,54	39,35	10,33	2,61		
3	76,00	3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59		
3	76,00	3,50	7,99	6,28	52,93	13,89	2,57		
3	76,20	2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62	64,22	
3	76,20	2,25	5,23	4,10	35,77	9,39	2,62	71,53	2,62
3	76,20	2,50	5,79	4,54	39,35	10,33	2,61	78,69	
3	76,20	3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59	92,57	
3	76,20	3,50	7,99	6,28	52,93	13,89	2,57	105,87	
3	76,20	4,00	9,07	7,12	59,30	15,56	2,56	118,60	
3	88,24	2,00	5,50	4,32	50,40	11,42	3,03	100,80	14,88

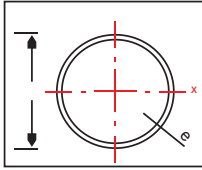
# Tubería Estructural Redonda



**ferrasa**®  
ACEROS

GEOMETRIA			AREA	PESO	PROPIEDADES				MODULO
DIAMETRO		T			ELASTICAS				PLASTICO
in	mm	mm	cm <sup>2</sup>	Kg/m	I	s	r	j	Zx
					cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>
3	88,24	2,50	6,73	5,29	61,93	14,04	3,03	123,87	18,38
3	88,24	3,00	8,03	6,31	73,05	16,56	3,02	146,11	21,81
3	88,24	4,00	10,59	8,31	94,11	21,33	2,98	188,23	28,41
3	88,90	5,50	14,41	11,31	125,84	28,31	2,96	251,67	38,31
3	88,90	6,35	16,47	12,93	141,11	31,74	2,93	282,21	43,36
3 1/2	88,90	2,00	5,46	4,29	51,57	11,60	3,07	103,14	
3 1/2	88,90	2,25	6,12	4,81	57,52	12,94	3,06	115,05	3,06
3 1/2	88,90	2,50	6,79	5,33	63,37	14,26	3,06	126,75	
3 1/2	88,90	3,00	8,10	6,36	74,76	16,82	3,04	149,53	
3 1/2	88,90	3,50	9,39	7,37	85,75	19,29	3,02	171,50	
3 1/2	89,00	2,00	5,46	4,29	51,57	11,60	3,07		
3 1/2	89,00	2,50	6,79	5,33	63,37	14,26	3,06		
3 1/2	89,00	3,00	8,10	6,36	74,76	16,82	3,04		
3 1/2	89,00	3,50	9,39	7,37	85,75	19,29	3,02		
4	113,49	2,00	7,11	5,58	108,88	19,19	3,91	217,75	24,86
4	113,49	3,00	10,41	8,17	159,03	28,02	3,91	318,05	36,63
4	113,49	4,00	13,76	10,80	206,45	36,38	3,87	412,91	47,97
4	114,30	6,00	20,41	16,03	300,21	52,53	3,83	600,42	70,45
4 1/2	114,00	2,50	8,78	6,89	137,26	24,02	3,95		
4 1/2	114,00	3,00	10,49	8,23	162,55	28,44	3,94		
4 1/2	114,00	3,50	12,18	9,56	187,15	32,75	3,92		
4 1/2	114,30	2,50	8,78	6,89	137,26	24,02	3,95	274,52	3,95
4 1/2	114,30	3,00	10,49	8,23	162,55	28,44	3,94	325,10	
4 1/2	114,30	3,50	12,18	9,56	187,15	32,75	3,92	374,29	
4 1/2	114,30	4,00	13,86	10,88	211,07	36,93	3,90	422,13	
5	127,00	3,00	11,69	9,17	224,75	35,39	4,39	449,50	4,39
5	127,00	3,00	11,69	9,17	224,80	35,39			46,13
5	127,00	4,00	15,46	12,10	292,61	46,08	4,35	585,23	60,54
5	127,00	6,00	22,81	17,90	418,40	65,90			87,85
5 1/2	139,70	3,40	14,56	11,43	338,30	48,43	4,82	676,59	4,82
6	152,40	4,00	18,65	14,64	513,73	67,42	5,25	1.027,46	5,25
6	168,30	5,00	25,65	20,14	855,85	101,70	5,78	1.711,69	133,38
6	168,30	6,00	30,59	24,02	1.008,69	119,87	5,74	2.017,39	158,12
6	168,30	7,11	36,01	28,27	1.171,91	139,26	5,70	2.343,82	184,90
6,25	158,80	4,50	21,81	17,12	649,10	81,78			107,70
6,25	158,80	6,00	28,79	22,60	841,10	105,96			140,00
6,25	158,80	7,00	33,37	26,20	962,60	121,28			161,20
6 5/8	168,28	4,30	22,15	17,39	745,01	88,55	5,80	1.490,01	5,80
7,5	190,50	4,50	26,30	20,64	1.137,80	119,45			155,68

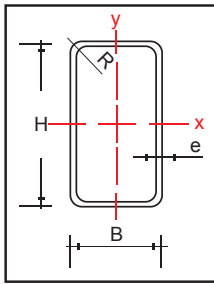
# Tubería Estructural Redonda



ACEROS  
**ferrasa**®

GEOMETRIA			AREA	PESO	PROPIEDADES				MODULO
DIAMETRO		T			ELASTICAS				PLASTICO
in	mm	mm	cm <sup>2</sup>	Kg/m	I	s	r	j	Zx
					cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>
7,5	190,50	6,00	34,78	27,30	1.481,40	155,52			204,24
7,5	190,50	7,00	40,35	31,68	1.701,00	178,58			235,71
7 5/8	193,68	4,50	26,74	20,99	1.197,04	123,61	6,69	2.394,08	6,69
8	219,10	5,00	33,63	26,40	1.928,04	176,00	7,57	3.856,09	229,24
8	219,10	8,18	54,20	42,54	3.018,30	275,52	7,46	6.036,60	364,04
8 5/8	219,08	5,50	36,90	28,97	2.105,53	192,22	7,55	4.211,06	7,55
8 5/8	219,08	8,18	54,20	42,54	3.017,62	275,49	7,46	6.035,25	-
8,875	225,40	5,50	38,00	29,83	2.298,90	203,96			266,02
8,875	225,40	7,00	48,03	37,71	2.867,50	254,41			333,97
9 5/8	244,48	5,50	41,29	32,41	2.949,24	241,27	8,45	5.898,48	8,45
9 5/8	244,48	7,00	52,22	41,00	3.684,59	301,43	8,40	7.369,17	8,40
10	254,00	5,50	42,94	33,71	3.316,00	261,10			339,64
10	254,00	6,00	46,75	36,70	3.596,00	283,15			369,02
10	254,00	7,00	54,32	42,64	4.145,70	326,43			427,06
10 3/4	273,05	7,00	58,51	45,93	5.180,22	379,43	9,41	10.360,44	9,41
10 3/4	273,05	9,00	74,66	58,61	6.514,26	477,15	9,34	13.028,52	9,34
11,25	285,80	7,00	61,30	48,12	5.957,70	416,98			543,91
12 3/4	323,85	9,00	89,02	69,88	11.039,98	681,80	11,14	22.079,96	11,14
12 3/4	323,85	11,00	108,11	84,87	13.243,34	817,87	11,07	26.486,69	11,07

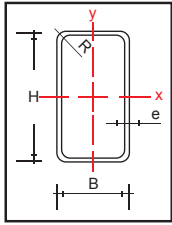
# Tubería Estructural Rectangular



GEOMETRIA					AREA	PESO	PROPIEDADES						MODULO	
h	x	b	t	R			ELASTICAS						PLASTICO	
mm		mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	Kg/m	I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	r <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	r <sub>y</sub>	Z <sub>x</sub>	Z <sub>y</sub>
							cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>
50,0	x	13,0	1,50		1,72	1,35	4,54	1,81	1,62	0,50	0,77	0,54	2,46	0,90
50,0	x	30,0	1,50		2,20	1,73	7,66	2,97	1,87	2,87	2,09	1,14	3,68	2,38
50,0	x	30,0	2,00	4,00	2,94	2,31	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21		
50,0	x	30,0	2,50	5,00	3,59	2,82	11,27	4,51	1,77	5,03	3,35	1,18		
50,0	x	30,0	3,00	6,00	4,21	3,30	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16		
50,0	x	30,0	3,50	7,00	4,79	3,76	14,06	5,63	1,71	6,18	4,12	1,14		
50,8	x	25,4	2,00	4,00	2,78	2,19	8,79	3,46	1,78	2,95	2,32	1,03		
50,8	x	25,4	2,50	5,00	3,40	2,67	10,36	4,08	1,75	3,45	2,72	1,01		
50,8	x	25,4	3,00	6,00	3,98	3,12	11,70	4,61	1,71	3,88	3,05	0,99		
50,8	x	25,4	3,50	7,00	4,53	3,55	12,83	5,05	1,68	4,25	3,34	0,97		
60,0	x	40,0	1,50		2,75	2,16	13,84	4,61	2,24	6,81	3,60	1,57	5,59	4,07
60,0	x	40,0	2,00	4,00	3,74	2,93	18,39	6,13	2,22	9,81	4,91	1,62		
60,0	x	40,0	2,50	5,00	4,59	3,60	22,03	7,34	2,19	11,70	5,85	1,60		
60,0	x	40,0	3,00	6,00	5,41	4,25	25,31	8,44	2,16	13,36	6,69	1,57		
60,0	x	40,0	3,50	7,00	6,19	4,86	28,24	9,41	2,14	14,86	7,43	1,55		
60,0	x	40,0	4,00		6,94	5,45	29,63	9,88	2,07	14,23	7,52	1,43	12,68	9,16
76,0	x	38,0	1,50		3,33	2,61	24,92	6,54	2,74	8,54	4,48	1,60	8,07	5,00
76,0	x	38,0	2,00		4,50	3,53	32,06	8,42	2,67	10,90	5,72	1,56	10,48	6,47
76,0	x	38,0	2,50		5,46	4,29	38,64	10,14	2,66	13,05	6,85	1,55	12,75	7,85
80,0	x	40,0	2,00	4,00	4,54	3,56	37,33	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67		
80,0	x	40,0	2,50	5,00	5,59	4,39	45,05	11,26	2,84	15,22	7,61	1,65		
80,0	x	40,0	3,00	6,00	6,61	5,19	52,16	13,04	2,81	17,49	8,74	1,63		
80,0	x	40,0	3,50	7,00	7,59	5,96	58,67	14,67	2,78	19,53	9,76	1,60		
90,0	x	50,0	2,00	4,00	5,34	4,19	57,85	12,85	3,29	23,34	9,34	2,09		
90,0	x	50,0	2,50	5,00	6,59	5,17	70,20	15,60	3,26	28,19	11,28	2,07		
90,0	x	50,0	3,00	6,00	7,81	6,13	81,75	18,17	3,24	32,66	13,06	2,05		
90,0	x	50,0	3,50	7,00	8,99	7,06	92,50	20,56	3,21	36,77	14,71	2,02	18,19	9,57
100,0	x	40,0	1,50		4,08	3,20	50,47	10,09	3,52	12,15	6,08	1,73	12,67	6,68
100,0	x	40,0	2,00		5,50	4,32	65,34	13,07	3,45	15,59	7,80	1,68	16,54	8,69
100,0	x	40,0	2,25	6,75	5,92	4,65	71,37	14,27	3,47	17,05	8,53	1,70		
100,0	x	40,0	2,50		6,70	5,26	79,27	15,86	3,44	18,75	9,38	1,67	20,23	10,58
100,0	x	50,0	2,00		5,74	4,50	74,98	15,00	3,62	25,67	10,27	2,12	18,50	11,46
100,0	x	50,0	3,00		8,41	6,60	106,46	21,29	3,56	36,06	14,42	2,07	26,66	16,44
100,0	x	50,0	4,00		10,95	8,59	134,14	26,83	3,50	44,95	17,98	2,03	34,10	20,93
100,0	x	50,0	5,00		13,36	10,48	158,19	31,64	3,44	52,45	20,98	1,98	40,84	24,95
110,0	x	70,0	2,50	5,00	8,59	6,74	144,51	26,27	4,10	72,14	20,61	2,90		

Continúa siguiente página

# Tubería Estructural Rectangular



**ferrasa**<sup>®</sup> ACEROS

GEOMETRIA					AREA	PESO	PROPIEDADES						MODULO	
h	x	b	t	R			ELASTICAS						PLASTICO	
mm		mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	Kg/m	I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	r <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	r <sub>y</sub>	Z <sub>x</sub>	Z <sub>y</sub>
							cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>
110,0	x	70,0	3,00	6,00	10,21	8,01	169,49	30,82	4,07	84,37	24,1 1	2,87		
110,0	x	70,0	3,50	7,00	11,79	9,26	193,21	35,13	4,05	95,91	27,40	2,85		
120,0	x	60,0	2,00	4,00	6,94	5,45	131,88	21,98	4,36	45,30	15,10	2,56		
120,0	x	60,0	2,50	5,00	8,59	6,74	161,15	26,86	4,33	55,09	18,36	2,53		
120,0	x	60,0	3,00	6,00	10,21	8,01	188,98	31,50	4,30	64,30	21,43	2,51		
120,0	x	60,0	3,50	7,00	11,79	9,26	215,40	35,90	4,27	72,93	24,31	2,49		
130,0	x	50,0	2,00	4,00	6,94	5,45	144,19	22,18	4,56	32,56	13,02	2,17		
130,0	x	50,0	2,50	5,00	8,59	6,74	176,21	27,1 1	4,53	39,47	15,79	2,14		
130,0	x	50,0	3,00	6,00	10,21	8,01	206,55	31,78	4,50	45,91	18,37	2,12		
130,0	x	50,0	3,50	7,00	11,79	9,26	235,32	36,20	4,47	51,90	20,76	2,10	49,44	27,40
140,0	x	60,0	3,00	9,00	11,33	8,89	274,27	39,18	4,92	73,46	24,49	2,55		
150,0	x	50,0	2,00		7,74	6,07	207,53	27,67	5,18	37,20	14,88	2,19	35,35	16,26
150,0	x	50,0	2,50	5,00	9,59	7,53	253,97	33,86	5,15	45,1 1	18,04	2,17		
150,0	x	50,0	3,00	6,00	11,41	8,96	298,38	39,78	5,1 1	52,54	21,02	2,15		
150,0	x	50,0	3,50	7,00	13,19	10,36	340,71	45,43	5,08	59,47	23,79	2,12		
150,0	x	50,0	4,00		14,95	11,73	381,39	50,85	5,05	66,16	26,47	2,10	66,47	30,13
150,0	x	50,0	5,00		18,36	14,41	456,29	60,84	4,99	77,87	31,15	2,06	80,48	36,20
150,0	x	100,0	6,00		27,63	21,69	834,69	11,29	5,50	444,19	88,84	4,01	136,68	103,30
152,0	x	51,0	6,35	12,70	24,01	18,88	574,42	75,38	4,89	96,06	37,82	2,00	71,35	38,00
152,0	x	102,0	6,35	12,70	30,33	23,81	918,68	120,56	5,50	488,49	96,16	4,01	101,29	45,1 1
152,4	x	101,6	4,50		21,53	16,90	691,90	90,80		370,20	72,87	83,22	109,96	
152,4	x	101,6	6,00		28,1 1	22,07	878,50	115,29		467,80	92,09	106,90	141,42	
160,0	x	65,0	3,40	10,20	14,44	11,34	449,65	56,21	5,58	110,41	33,97	2,77	100,01	48,66
180,0	x	65,0	4,00	12,00	18,41	14,45	697,99	77,55	6,16	140,88	43,35	2,77	131,35	62,42
200,0	x	70,0	4,00		20,55	16,13	969,18	96,92	6,87	185,51	53,00	3,00	124,52	59,08
200,0	x	70,0	5,00		25,36	19,90	1.174,00	117,40	6,80	222,21	63,49	2,96	152,12	71,81
200,0	x	70,0	6,00		30,03	23,58	1.364,48	136,45	6,74	255,38	72,97	2,92	178,35	83,75
200,0	x	70,0	4,30	12,90	21,85	17,15	1.016,19	101,62	6,82	194,94	55,70	2,99	179,84	96,32
200,0	x	100,0	4,00		18,01	22,95	1.199,71	119,97	7,23	410,78	82,16	4,23	148,04	91,70
220,0	x	90,0	4,50	13,50	26,39	20,72	1.561,83	141,98	7,69	388,34	86,30	3,84	283,05	133,39
250,0	x	150,0	5,00		38,36	30,1 1	3.304,18	264,33	9,28	1.507,95	201,06	6,27	319,76	225,48
260,0	x	90,0	5,50	16,50	36,25	28,46	2.844,82	218,83	8,86	536,10	119,13	3,85	376,15	172,58
300,0	x	100,0	5,50	16,50	41,75	32,77	4.366,42	291,09	10,23	777,00	155,40	4,31	466,29	212,92
300,0	x	100,0	7,00	21,00	52,36	41,10	5.360,46	357,36	10,12	943,61	188,72	4,25	563,87	282,49
320,0	x	120,0	7,00	21,00	57,96	45,50	7.032,23	439,51	11,01	1.512,24	252,04	5,1 1	702,10	350,1 1
320,0	x	120,0	9,00	27,00	73,18	57,45	8.654,16	540,89	10,87	1.841,31	306,89	5,02	969,37	587,78
350,0	x	150,0	7,00		66,78	52,42	10.222,35	584,13	12,37	2.732,02	364,27	6,40	733,37	405,79
350,0	x	170,0	9,00	27,00	87,58	68,75	13.546,10	774,06	12,44	4.418,30	519,80	7,10	959,37	587,78
350,0	x	170,0	11,00	33,00	105,41	82,75	15.966,43	912,37	12,31	5.179,04	609,30	7,01	1.153,49	697,86
400,0	x	200,0	9,00		102,67	80,60	21.303,00	1.065,15	14,40	7.274,28	727,43	8,42	1.319,09	816,15

# Perfiles Laminados tipo Americano C



PERFIL	GEOMETRIA						AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO		INERCIA
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS				EJE X-X			EJEY-Y			PLASTICO		TORSIONAL
	h	tw	b	tf	K	d			lx	Sx	rx	ly	Sy	ry	Zx	Zy	J
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm 4	cm 3	cm	cm 4	cm 3	cm	cm 3	cm 3	cm 4
C3X4.1	76	4,32	35,81	6,93	17	42,20	7,81	6,13	70,76	18,57	3,01	7,95	3,21	1,01	21,30	6,55	1,12
C3X5	76	6,55	38,05	6,93	17	42,20	9,48	7,44	79,08	20,76	2,89	10,03	3,74	1,03	24,58	8,19	1,77
C3X6	76	9,04	40,54	6,93	17	42,20	11,35	8,91	87,41	22,94	2,77	12,49	4,31	1,05	27,86	8,19	3,02
C4X5.4	102	4,67	40,23	7,52	18	65,60	10,26	8,05	158,17	31,14	3,93	12,99	4,54	1,13	37,69	9,83	1,66
C4X7.25	102	8,15	43,71	7,52	18	65,60	13,74	10,79	191,47	37,69	3,73	17,69	5,52	1,13	45,88	11,47	3,40
C5X6.7	127	4,83	44,45	8,13	19	89,00	12,71	9,98	312,17	49,16	4,96	19,56	6,10	1,24	57,35	13,11	2,29
C5X9	127	8,26	47,88	8,13	19	89,00	17,03	13,37	370,45	58,34	4,66	25,97	7,28	1,23	72,10	14,75	4,54
C6X8.2	152	5,08	48,77	8,71	20	112,40	15,48	12,15	545,26	71,56	5,93	28,60	8,00	1,36	83,57	16,39	3,06
C6X10.5	152	7,98	51,66	8,71	20	112,40	19,94	15,65	632,67	83,03	5,63	35,80	9,19	1,34	101,60	19,66	5,33
C6X13	152	11,10	54,79	8,71	20	112,40	24,71	19,40	724,24	95,04	5,41	43,70	10,45	1,33	119,63	22,94	9,86
C7X9.8	178	5,33	53,09	9,30	22	133,80	18,52	14,54	886,57	99,73	6,92	39,83	10,11	1,47	116,35	21,30	4,15
C7X12.25	178	7,98	55,73	9,30	22	133,80	23,23	18,23	1.007,28	113,30	6,59	48,28	11,41	1,44	137,65	22,94	6,70
C7X14.75	178	10,64	58,39	9,30	22	133,80	27,94	21,93	1.132,15	127,35	6,37	57,02	12,65	1,43	158,95	26,22	11,11
C8X11.5	203	5,59	57,40	9,91	23	157,20	21,81	17,12	1.356,91	133,55	7,89	54,53	12,70	1,58	157,32	26,22	5,41
C8X13.75	203	7,70	59,51	9,91	23	157,20	26,06	20,46	1.502,60	147,89	7,59	63,27	13,90	1,56	178,62	27,86	7,74
C8X18.75	203	12,37	64,19	9,91	23	157,20	35,55	27,91	1.831,42	180,26	7,18	82,00	16,55	1,52	226,14	36,05	18,06
C9X13.4	229	5,92	61,80	10,49	24	180,60	25,42	19,95	1.993,75	174,43	8,86	72,84	15,63	1,69	204,84	32,77	6,99
C9X15	229	7,24	63,12	10,49	24	180,60	28,45	22,33	2.122,78	185,72	8,64	79,50	16,55	1,67	221,23	32,77	8,66
C9X20	229	11,38	67,26	10,49	24	180,60	37,94	29,78	2.534,85	221,77	8,17	100,31	19,17	1,63	275,30	40,97	17,77
C10X15.3	254	6,10	66,04	11,07	25	204,00	28,97	22,74	2.805,40	220,90	9,84	94,48	18,85	1,81	258,92	39,33	8,70
C10X20	254	9,63	69,57	11,07	25	204,00	37,94	29,78	3.284,07	258,59	9,30	116,54	21,47	1,75	316,27	44,25	15,32
C10X25	254	13,36	73,30	11,07	25	204,00	47,42	37,22	3.796,03	298,90	8,95	139,02	24,09	1,71	376,90	52,44	28,60
C10X30	254	17,09	77,04	11,07	25	204,00	56,90	44,67	4.287,18	337,57	8,68	163,58	27,04	1,70	435,90	62,27	50,78
C12X20.7	305	7,16	74,73	12,73	28	248,80	39,29	30,84	5.369,39	352,32	11,69	160,67	28,19	2,02	416,23	57,35	15,36
C12X25	305	9,83	77,39	12,73	28	248,80	47,42	37,22	5.993,73	393,29	11,24	185,22	30,64	1,98	478,50	62,27	22,39
C12X30	305	12,95	80,52	12,73	28	248,80	56,90	44,67	6.742,95	442,45	10,89	213,11	33,59	1,94	550,61	70,46	35,84
C15X33.9	381	10,16	86,36	16,51	36	309,00	64,26	50,44	13.111,29	688,26	14,28	335,90	50,64	2,29	825,91	101,60	42,04
C15X40	381	13,21	89,41	16,51	36	309,00	76,13	59,76	14.526,48	762,54	13,81	381,68	54,73	2,24	937,34	113,07	60,35
C15X50	381	18,19	94,39	16,51	36	309,00	94,84	74,45	16.815,75	882,72	13,32	457,85	61,78	2,20	1.117,60	134,37	110,30

\*fuente: manual AISC

## ANEXO B. CILINDROS HIDRÁULICOS MEAD

## Cylinders For Abusive Conditions

Combining NFPA dimensional interchangeability and high quality components, the "HD" Series offers excellent performance and long service life, even in the most severe of conditions.

### External Bearing Ensures Smooth Motion

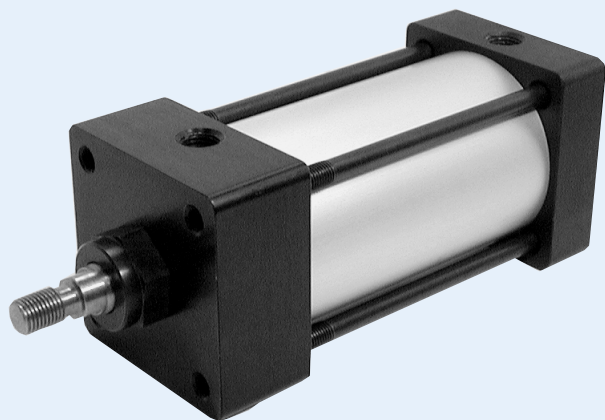
HD cylinders are fitted with a heavy-duty external rod bearing in the rod end head. Teflon®-impregnated and hardcoat anodized, this bearing ensures smooth rod motion while maintaining rod rigidity and stability. The entire rod gland and bearing may be quickly removed and replaced without disassembling the cylinder.

#### Operating Specifications

**Temperature Range:** -40°F to +250°F (to +400°F on request)

**Lubrication:** For maximum cylinder life, non-detergent petroleum based oil is recommended.  
Non-lube seals avail.

**Filtration:** Not essential, but a standard 40 micron filter placed upstream will prolong seal life.



## Operating Parameters

Bore Diam.	Thrust*	Thrust Mult.**	Rod Diam.	Max. Oper. Pressure	
				Air	Oil ‡
1 1/2"	177	1.77	5/8" or 1"	250	1000
2"	314	3.14	5/8" or 1"	250	1000
2 1/2"	491	4.91	5/8" or 1"	250	1000
3 1/4"	830	8.30	1" or 1 3/8"	250	700
4"	1257	12.57	1" or 1 3/8"	250	650
6"	2827	28.27	1 3/8" or 1 3/4"	250	435

\*Pushing force of cylinder at 100 PSI inlet pressure. Pulling force will be about 10% less due to the displacement of the piston rod. Note: Actual realizable thrust could be somewhat lower due to side loading and internal friction. It is best to oversize you cylinder by about 25% to assure smooth operation.

\*\*To determine cylinder thrust at other inlet pressures, multiply this factor times the desired inlet pressure.

‡HD Cylinders are not rate or approved for use in a hydraulic circuit where an impulse or pressure spike may occur.

## Cylinder Construction

#### Rod Bearing:

Teflon-impregnated, hardcoated aluminum

#### Heads:

Machined from solid aluminum bar; black anodized

#### Tubes:

Aluminum hard anodized to 60 Rc (16 RMS finish)

#### Piston:

Solid high alloy aluminum and fitted with a PTFE Wear Band.\*

#### Piston Rod:

High tensile ground and polished hard chrome plated steel

#### Piston and Rod Seals:

Wear compensating Buna N vee rings. Non-lube seals are also available (see Option NL).

#### Tube Seals:

Buna N o-rings

#### Rod Wiper

Dupont Teflon®

#### Tie Rods:

High tensile steel torqued to allow for flexure.

**NOTE:** 6" Bore Cylinders do not have wear bands.

## Customize Your Cylinder

The HD Series offers numerous accessories and design options. With hundreds of possible combinations available, you can “design” your own cylinder for any application.

### Cushions (CR, CF, CB)

For end-of-stroke load deceleration, specify cushions in either or both ends of your cylinder. Cushions decelerate the piston rod over the last  $\frac{1}{16}$ " of stroke. Adjustable, they allow you to set the degree of cushioning needed for each specific application.

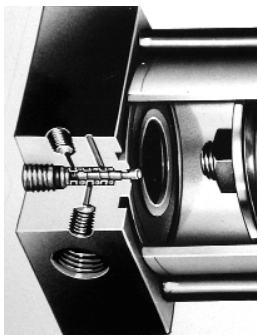
A built-in check valve assures a fast getaway in the opposite direction. A pre-lubricated nitrile cushion seal provides years of reliable service.

**Note:** Cushions are not recommended on hydraulic cylinders.

### Double Rod (DR)

Double rod cylinders have a common piston rod that protrudes from both ends of the cylinder. In addition to providing a dual power source, double rod cylinders serve to minimize rod deflection and to facilitate the control and adjustment of rod travel.

### Inter-Pilots® (IP)



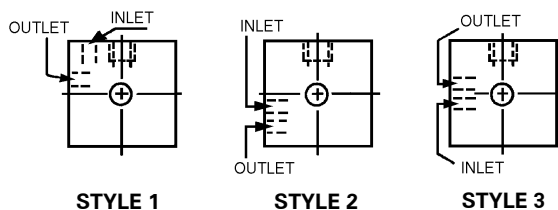
Mead's Inter-Pilot® is a miniature 3-way valve built in the cylinder head. Actuated by the cylinder's piston as it reaches the end of its stroke, the valve emits an air signal. Thus, sequencing is achieved without external limit switches and electric wiring.

Inter-Pilots may be built into either or both cylinder heads. They are not for hydraulic use. Cylinder operating pressure must not exceed pressure used to feed the Inter-Pilot®.

#### INTER-PILOT® PORT LOCATIONS (Port Size = 10-32)

Inter-Pilot port location style that is offered with each cylinder head

Bore (Either Head)	1 1/2"	2"	2 1/2"	3 1/4"	4"	6"
Non-Cushion	2	1	1	1	1	3
Cushion	2	1	1	1	1	3



### Non-Rotating Rod (NR)

For prevention of piston and rod rotation, an internal rod is embedded internally into both cylinder heads. This rod also passes through the piston and acts as a linear guide for the piston. Note: NR option available on 3 1/4", 4" and 6" bore cylinders only.

### Viton™ Seals (VI)

For high temperature environments, Viton™ seals can be specified to replace standard Buna N seals. While HD cylinders are normally rated to 250°F, cylinders with Viton seals are rated to 400°F.

### Low Breakaway Option (NL)

For non-lube service, polyurethane seals replace standard piston and rod seals. These specially formulated seals have an inherent lubricity that provides low breakaway between the piston and tube. Note: NL seals are not available on hydraulic cylinders.

### Magnetic Piston (MP)

If you will be using either Hall Effect or Reed switches for sensing rod position, you will need to order your cylinder with a magnetic piston.

Mead's Hall Effect and Reed switches allow the cylinder user to sense rod position anywhere within the stroke. They emit an electrical signal when the magnetized piston reaches a point opposite their location. Tie rod mounting facilitates fast and accurate position setting.

### Oversized Rod (OR)

Available on all models; the HD-150, 200 and 250, you can order a 1" rod diameter rather than the standard 5/8" diameter; the HD-325 and HD-400 with a 1-3/8" rather than the standard 1"; the HD-600 with a 1-3/4" rather than the standard 1-3/8".

## Accessories

### Pneumatic Stroke Completion Sensors (SCS)

Port mounted SCS valves emit an air signal when the cylinder rod has stopped even if the piston has not contacted the end cap. Ideal for use in situations where the full cylinder stroke is not used. See pg. 57.

### Self Aligning Rod Couplers



Rod couplers simplify cylinder alignment problems by compensating for 2° angular error and 1/16" lateral misalignment on both extension and retraction strokes. Greater reliability is achieved by reducing cylinder and component wear. All components are heat treated for wear and corrosion resistance.

\* see page 30 for complete listing of Mead's self aligning rod couplers.

### Flow Control Valves



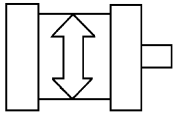
**Dyla-Trol®** - For unprecedented smoothness in cylinder speed control, use Mead's Dyla-Trol® valves with a perfectly tapering flow. Where needle type flow controls generate turbulence as they close, Dyla-Trol maintains an even 360 laminar flow regardless of the setting. Pg. 59.



**Right Angle Flow Controls (RAF)** - RAF flow controls feature push-in-fittings, pre-applied Teflon® based thread sealant, a recessed screw driver adjustment and convenient swivel for ease of tubing alignment. See page 66.

# Order HD1 Cylinder

## STEP 1:

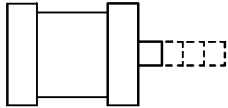


## Select A Bore Size

Bore	1½"	2"	2½"	3¼"	4"	6"
Force*	177	314	491	830	1257	2827
Model	<b>HD1-150</b>	<b>HD1-200</b>	<b>HD1-250</b>	<b>HD1-325</b>	<b>HD1-400</b>	<b>HD1-600</b>

\* Maximum force output (lbs.) at 100 PSI inlet pressure

## STEP 2:



## Choose Stroke Length

### PISTON ROD DIAMETERS:

Bore Diam.	1½"	2"	2½"	3¼"	4"	6"
Rod Diam.	5/8" or 1"	5/8" or 1"	5/8" or 1"	1" or 1 3/8"	1" or 1 3/8"	1 3/8" or 1 3/4"

**Non-Standard Piston Rods:** Special rod threads or extensions are available. Please enclose a sketch of what you require.

## STEP 3:

## Select A Mounting Style

	Mead Code	Bore Diameter						NFPA Code	Description
		1½"	2"	2½"	3¼"	4"	6"		
<b>Flush Bottom/Front Rear</b>	<b>FB</b>	•	•	•	•	•	•	MS-4	Four tapped holes in bottom and in both cylinder faces (front and rear). Rear sleeve nuts standard.
<b>Long Clevis</b>	<b>PB</b>	•	•	•	•	•	•	MP-2	Two ears extend from rear head (clevis is detachable).
<b>Short Clevis</b>	<b>PF</b>	•	•	•	•	•	NA	MP-1	Two ears extend from rear head (clevis is detachable).
<b>Pivot</b>	<b>PE</b>	•	•	•	•	•	NA	MP-4	A single ear extends from rear head (pivot is detachable).
<b>Tie Rods Ext. Front</b>	<b>TIF</b>	•	•	•	•	•	•	MX-3	All four tie-rods extend forward from cylinder face. Consult factory for rear extended tie-rods (or both ends).
<b>Front Flange NFPA Std.</b>	<b>FH</b>	•	•	•	•	•	•	MF-1	Flange plate extends beyond the thicker front head.
<b>Rear Flange</b>	<b>FR</b>	•	•	•	•	•	•	MF-2	Flange plate extends beyond the rear head.
<b>Trunnion Front</b>	<b>TF</b>	•	•	•	•	•	•	MT-1	Two pivot bars extend from two sides of front head.; not available with front Inter-Pilots® or front cushions.
<b>Trunnion Rear</b>	<b>TR</b>	•	•	•	•	•	•	MT-2	Two pivot bars extend from two sides of rear head. Not available with rear Inter-Pilots® or rear cushions.
<b>Foot</b>	<b>FT</b>	•	•	•	•	•	•	Non Std.	A plate with two holes is mounted to the bottom of each head.

Reference

Control Valves

Cylinders

Specialty Valves


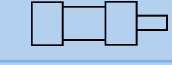
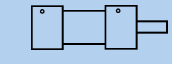
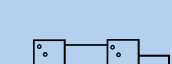



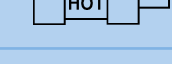
Production Devices

Accessories

Index

## STEP 4:

## Select Cylinder Options

	Mead Code	Bore Diameter						Description
		1½"	2"	2½"	3¼"	4"	6"	
<b>Double Rod</b> 	<b>DR</b>	•	•	•	•	•	•	Rod extends through both heads (adds to cylinder rigidity)
<b>Oversized Rod</b> 	<b>OR</b>	•*	•	•	•	•	•	Standard rod is replaced by larger diameter rod.
<b>Cushions</b> (Not available with Trunnion) 	<b>Front (CF)</b> <b>Rear (CR)</b> <b>Both (CB)</b>	•*	•	•	•	•	•	Dampen the impact and sound that occur at stroke completion; Adjustable; Note: Not available on hydraulic cylinders.
<b>Inter-Pilots®</b> (Not available with Trunnion) 	<b>Front (IPF)</b> <b>Rear (IPR)</b> <b>Both (IPB)</b>	•	•	•	•	•	•	Inter-Pilots® emit an air signal at the end of each stroke; Integral with cylinder head; Note: Not available on hydraulic cylinders.
<b>Non-Rotating Rod</b> (6" Max.Stroke) 	<b>NR</b>	NA	NA	NA	•	•	•	Internal bar prevents piston and rod rotation.
<b>Non-Lube Seals</b> 	<b>NL</b>	•	•	•	•	•	NA	Self-Lubricating seals are used in place of standard Buna N seals; Note: Not available on hydraulic cylinders.
<b>High Temp. Seals</b> 	<b>VI</b>	•	•	•	•	•	NA	Viton™ seals are suitable for high temperature environments (400°F Max.)
<b>Magnetic Pistons</b> 	<b>MP</b>	•	•	•	•	•	•	Enables Reed & Hall Effect switches to sense piston. Note: Reed switch/Hall Effect not available on all hydraulic cylinders. (Contact Mead)

\* Cushions or Inter-Pilots® are not available on the rod end head of 1½" bore cylinders with oversized rod.

## STEP 5:

## Build A Model Number

When ordering Dyna-mation cylinders, list the:

1. Base Model
2. Stroke
3. Mounting Style
4. Options (If Needed)

Base Model	Stroke	Mounting Style	Options
<b>HD1-200</b>	<b>10</b>	<b>PB</b>	<b>CF</b>
<p>2" Bore ————</p> <p>10" Stroke ————</p> <p>Clevis Mount (PB) ————</p> <p>Cushioned Front (CF) ————</p>			

## Hall Effect Switches

**Model CS-6200P**

Sourcing

**Model CS-6200N**

Sinking

Cylinders must have a magnetic piston (MP). For technical information, see page 33.

## Reed Switches

**Model CS-6200R**








Wire Leads

Cylinders must have a magnetic piston (MP). For technical information, see page 33.

## Special Cylinders

We invite inquiries regarding non-standard cylinders. Please call 773-685-6800 or your local Mead representative.

## Accessories

	Bore Diameter:	Rod Size	1½"	2"	2½"	3¼"	4"	6"	
			STD	OR	STD	OR	STD	OR	STD
	Flex Rod Couplers	STD	DMA-437	DMA-437	DMA-437	DMA-750	DMA-750	DMA-1000	
		OR	DMA-750	DMA-750	DMA-750	DMA-1000	DMA-1000	DMA-1250	
	Forged Rod Clevis	STD	DMC-1	DMC-1	DMC-1	NA	NA	NA	
		OR	NA	NA	NA				
	Rod Clevis (NFPA Std.)	STD	DMC-2	DMC-2	DMC-2	DMC-4	DMC-4	DMC-6	
		OR	DMC-4	DMC-4	DMC-4	DMC-6	DMC-6	DMC-?	
	Machined Rod Eye (NFPA Std.)	STD	DME-1	DME-1	DME-1	DME-2	DME-2	DME-3	
		OR	DME-2	DME-2	DME-2	DME-3	DME-3	DME-?	
	Pivot Bracket Kit	ALL	HD40-150	HD40-200	HD40-250	HD40-325	HD40-400	DMP-8 Bracket Only	
	Short Clevis (with Pin)	ALL	HD35S-150	HD35S-200	HD35S-250	HD35S-325	HD35S-400	NA	
	Clevis Bracket Mounting Kits	Long Clevis (with Pin)	ALL	HD35-150	HD35-200	HD35-250	HD35-325	HD35-400	DMR-8 Bracket Only
		Flange Mounting Kits (for front* or rear flanges)	ALL	HD45-150	HD45-200	HD45-250	HD45-325	HD45-400	NA

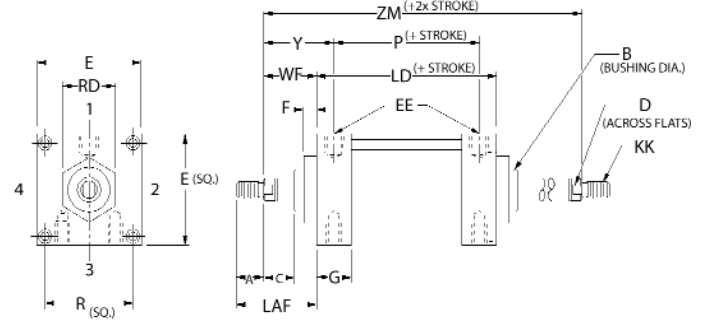
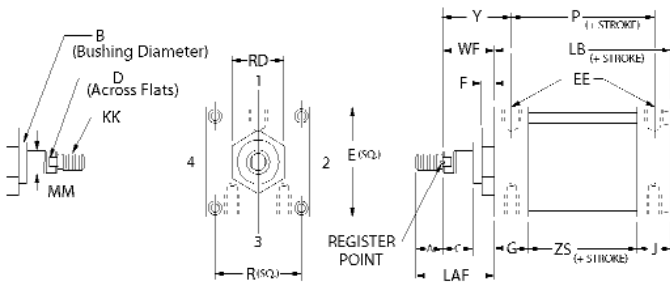
NOTE: All Kits include mounting hardware; for DMC-1 Dimensions see page 37; all others see page 45.

Basic Cylinder

NFPA: MXO

Double Rod

NFPA: MDXO

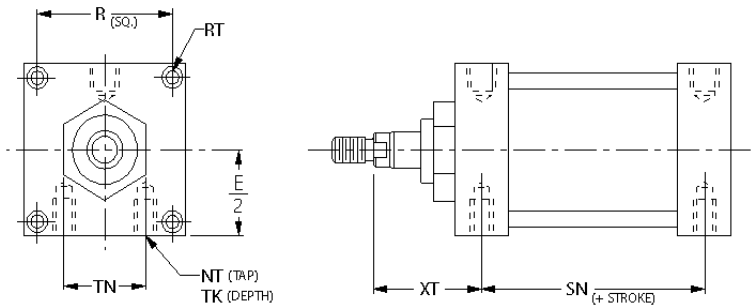


\* 6" bore HD cylinders have a rear tie rod nut, shown below as the "K" dimension.  $K = 7/16"$

	MM																					
BORE	ROD	A	B	C	D	E	EE	F	G	J	K	KK	LAF	LB	LD	P	R	WF	Y	ZS	ZM	RD
1 1/2	5/8	3/4	1 1/8	3/8	1 1/2	2	1/4	3/8	1 7/16	15/16	-	7/16-20	1 3/4	3 5/8	4 1/8	2 1/4	1 7/16	1	1 15/16	1 1/4	6 1/8	1 1/8
	1	1 1/8	1 1/2	5/8	7/8							3/4-16	2 1/2					1 3/8	2 5/16		6 1/2	
2	5/8	3/4	1 1/8	3/8	1 1/2	2 1/2	1/4	3/8	1 7/16	15/16	-	7/16-20	1 3/4	3 5/8	4 1/8	2 1/4	1 27/32	1	1 15/16	1 1/4	6 1/8	1 1/8
	1	1 1/8	1 1/2	5/8	7/8							3/4-16	2 1/2					1 3/8	2 5/16		6 1/2	
2 1/2	5/8	3/4	1 1/8	3/8	1 1/2	3	1/4	3/8	1 7/16	15/16	-	7/16-20	1 3/4	3 3/4	4 1/4	2 3/8	2 3/16	1	1 15/16	1 3/8	6 1/4	1 1/2
	1	1 1/8	1 1/2	5/8	7/8							3/4-16	2 1/2					1 3/8	2 5/16		6 5/8	
3 1/4	1	1 1/8	1 1/2	3/8	7/8	3 3/4	1/2	5/8	1 11/16	1 3/16	-	3/4-16	2 1/2	4 1/2	4 3/4	2 5/8	2 3/4	1 3/8	2 7/16	1 3/8	7 1/2	1 3/4
	1 3/8	1 5/8	2	1/2	1 1/8							1-14	3 1/4					1 5/8	2 11/16		7 3/4	
4	1	1 1/8	1 1/2	3/8	7/8	4 1/2	1/2	5/8	1 11/16	1 3/16	-	3/4-16	2 1/2	4 1/2	4 3/4	2 5/8	3 21/64	1 3/8	2 7/16	1 3/8	7 1/2	1 3/4
	1 3/8	1 5/8	2	5/8	1 1/8							1-14	3 1/4					1 5/8	2 11/16		7 3/4	
6	1 3/8	1 5/8	2	5/8	1 1/8	6 1/2	3/4	3/4	2	1 1/2	7/16	1-14	3 1/4	5	5 1/2	3 1/8	4 7/8	1 5/8	2 13/16	1 1/2	8 3/4	2
	1 3/4	2 1/4	2 3/8	3/4	1 1/2							1 1/4-12	3 7/8					1 7/8	3 1/16		9	

Rear, Front & Bottom Tapped (FB)

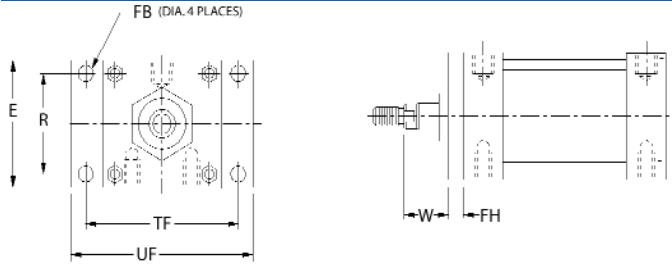
NFPA Code: MS4



BORE	MM ROD DIA.	NT	RT	TK	TN	SN	XT
1 1/2	5/8	1/4-20	1/4-28	3/8	5/8	2 1/4	1 15/16
	1						2 5/16
2	5/8	5/16-18	5/16-24	1/2	7/8	2 1/4	1 15/16
	1						2 5/16
2 1/2	5/8	3/8-16	5/16-24	9/16	1 1/4	2 3/8	1 15/16
	1						2 5/16
3 1/4	1	1/2-13	3/8-24	3/4	1 1/2	2 5/8	2 7/16
	1 3/8						2 11/16
4	1	1/2-13	3/8-24	3/4	2 1/16	2 5/8	2 7/16
	1 3/8						2 11/16
6	1 3/8	3/4-10	1/2-20	1 1/8	3 1/4	3 1/8	2 13/16
	1 3/4						3 3/16

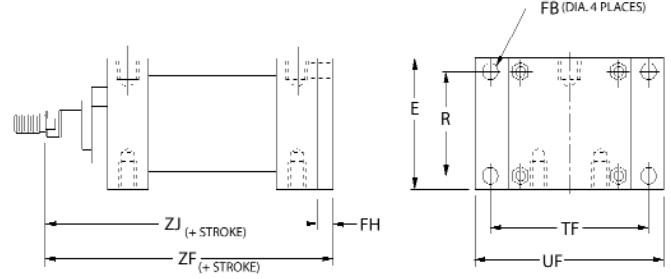
## Front Flange (FH)

## NFPA: MF1



## Rear Flange (FR)

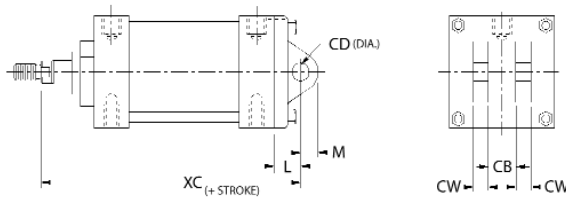
## NFPA: MF2



BORE	MM ROD DIA.	E	FB (BOLT)	FH	R	TF	UF	W	ZJ	ZF
1½	5/8	2	5/16	3/8	17/16	2¾	3¾	5/8	45/8	5
	1							1		
2	5/8	2½	3/8	3/8	127/32	35/8	47/8	5/8	45/8	5
	1							1		
2½	5/8	3	3/8	3/8	23/16	37/8	45/8	5/8	43/4	5½
	1							1		
3¼	1	3¾	7/16	5/8	2¾	411/16	5½	¾	55/8	6¼
	1¾							1		
4	1	4½	7/16	5/8	321/64	57/16	6¼	¾	55/8	6¼
	1¾							1		
6	1¾	6½	9/16	¾	47/8	75/8	85/8	7/8	65/8	73/8
	1¾							1		

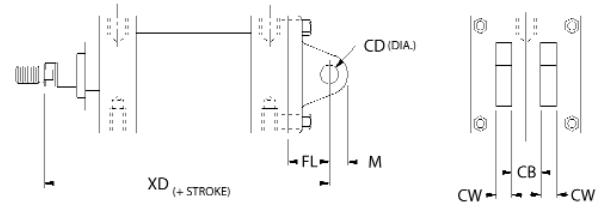
## Short Clevis (PF)

## NFPA: MP1



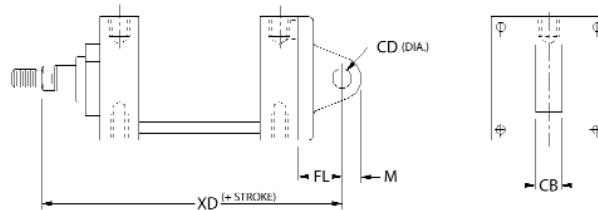
## Long Clevis (PB)

## NFPA: MP2



## Pivot (PE)

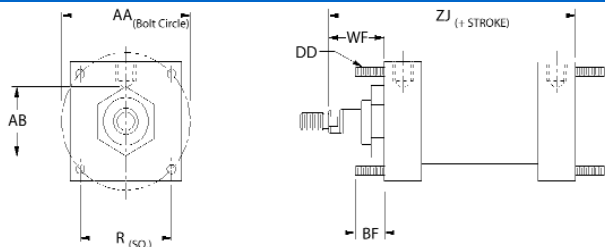
## NFPA: MP4



BORE	MM ROD DIA.	CB	CD	CW	FL	L	M	XC	XD
1½	5/8	¾	½	½	17/8	¾	½	53/8	5¾
	1							5¾	61/8
2	5/8	¾	½	½	17/8	¾	½	53/8	5¾
	1							5¾	61/8
2½	5/8	¾	½	½	17/8	¾	½	5½	57/8
	1							57/8	6¼
3¼	1	1¼	¾	5/8	17/8	1¼	¾	67/8	7½
	1¾							71/8	5¾
4	1	1¼	¾	5/8	17/8	1¼	¾	67/8	7½
	1¾							71/8	7¾
6	1¾	1½	1	¾	2¼ Clevis	-	17/8 Clevis	NA	87/8
	1¾							97/8	

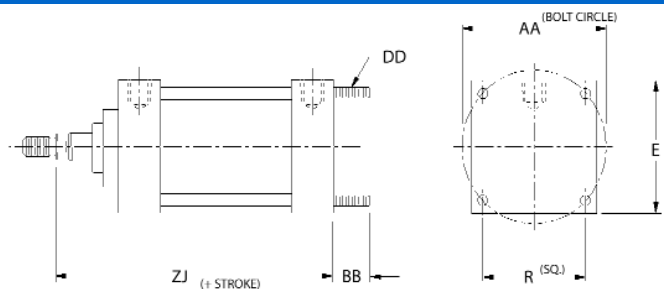
Extended Tie Rods, Both Ends (TIB)

NFPA Code: MX1



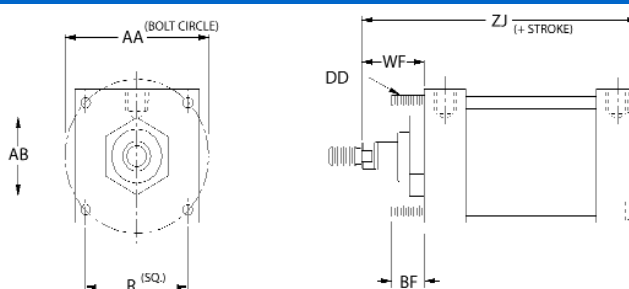
Back End (TIR)

NFPA: MX2



Rod End (TIF)

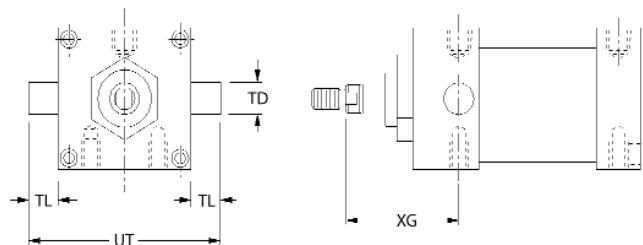
NFPA: MX3



BORE	MM ROD DIA.	AA	BB	AB	BF	DD	R	ZJ
1½	5/8	2.02	1	1 5/16	1 3/8	1/4-28	1 7/16	4 5/8
	1							5
2	5/8	2.6	1 1/8	1 5/16	1 1/2	5/16-24	1 27/32	4 5/8
	1							5
2½	5/8	3.1	1 1/8	1 3/4	1 1/2	5/16-24	2 3/16	4 3/4
	1							5 1/8
3¼	1	3.9	1 3/8	2 1/32	2	3/8-24	2 3/4	5 5/8
	1 3/8							5 7/8
4	1	4.7	1 3/8	2 1/32	2	3/8-24	3 21/64	5 5/8
	1 3/8							5 7/8
6	1 3/8	6.9	1 13/16	2 5/16	2 9/16	1/2-20	4 7/8	6 5/8
	1 3/4							6 7/8

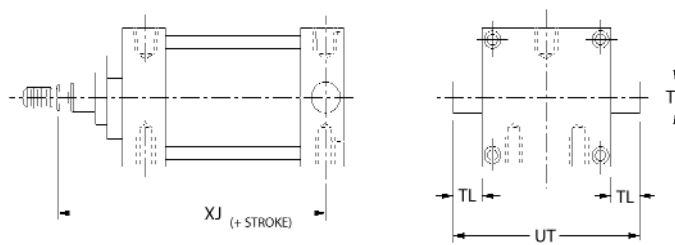
Front Trunnion (TF)

NFPA: MT1



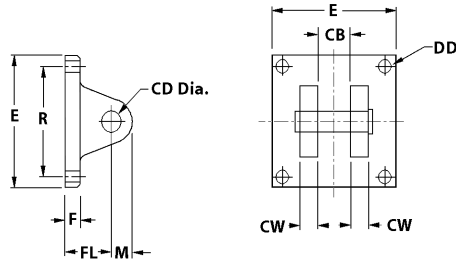
Rear Trunnion

NFPA: MT2

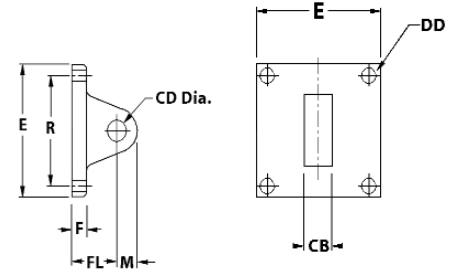


BORE	MM ROD DIA.	TD ± .001	TL	UT	XG	XJ
1½	5/8	1	1	4	1 3/4	4 1/8
	1					4 1/2
2	5/8	1	1	4 1/2	1 3/4	4 1/8
	1					4 1/2
2½	5/8	1	1	5	1 3/4	4 1/4
	1					4 5/8
3¼	1	1	1	5 3/4	2 1/4	5
	1 3/8					5 1/4
4	1	1	1	6 1/2	2 1/4	5
	1 3/8					5 1/4
6	1 3/8	1 1/8	1 3/8	9 1/4	2 5/8	5 7/8
	1 3/4					6 7/8

### Clevis Bracket

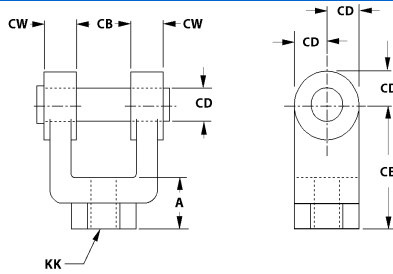


### Pivot Bracket

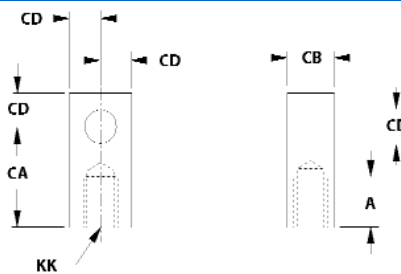


BORE	CB	CD	CW	DD	E	FL	M	R
1 1/2	3/4	1/2	1/2	17/64	2	1 1/8	1/2	1 7/16
2	3/4	1/2	1/2	23/64	2 1/2	1 1/8	1/2	1 27/32
2 1/2, 2 1/2*	3/4	1/2	1/2	23/64	3	1 1/8	1/2	2 3/16
3 1/4	1 1/4	3/4	5/8	7/16	3 3/4	1 7/8	3/4	2 3/4
4	1 1/4	3/4	5/8	7/16	4 1/2	1 7/8	3/4	3 21/64
6	1 1/2	1	3/4	17/32 Clevis 21/32 Pivot	6 1/2 Clevis 4 1/2 Pivot	2 1/4	1 1/8 Clevis 1 1/4 Pivot	4 7/8

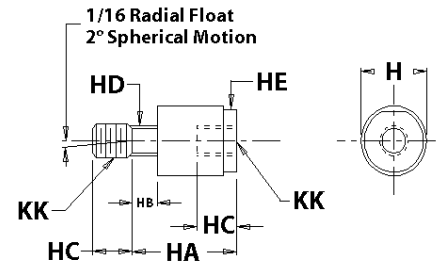
### Rod Clevis



### Rod Eye



### Rod Coupler



Part # Rod Clevis Rod Eye Rod Coupler	Cylinder	A	CA	CB	CD	CE	CW	KK	H	HA	HB	HC	HD	HE
DMC-2 DME-1 DMA-437	HD1-150 HD1-200 HD1-250	3/4	1 1/2	3/4	1/2	1 1/2	1/2	7/16-20	1 1/4	2	1/2	3/4	5/8	1 1/8
DMC-4 DME-2 DMA-750	HD1-150 OR HD1-200 OR HD1-250 OR HD1-325 HD1-400	1 1/8	2 1/16	1 1/4	3/4	2 5/8	5/8	3/4-16	1 3/4	2 5/16	5/16	1 1/8	3 1/32	1 1/2
DMC-6 DME-3 DMA-1000	HD1-325 OR HD1-400 OR HD-600	1 5/8	2 13/16	1	1	3 3/8	3/4	1-14	2 1/2	2 15/16	1/2	1 5/8	1 3/8	2 1/4
DMC-7 DME-4 DMA-1250	HD-600 OR	1 5/8	3 7/16	2	1 3/8	4 1/8	1	1 1/4-12	2 1/2	2 15/16	1/2	1 5/8	1 3/8	2 1/4

Reference

Control Valves

Cylinders

Specialty Valves

Production Devices

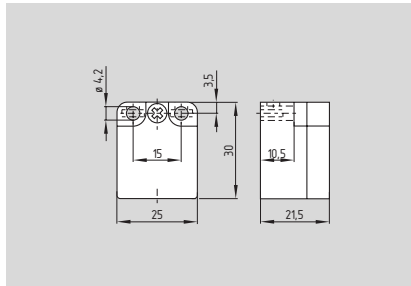
Accessories

Index

ANEXO C. INTERRUPTORES SCHMERSAL

# Microrruptores

## C 50



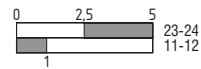
- Caja termoplástico
- Conmutador, doble ruptura ⊖
- Contactos móviles con separación galvánica
- Resistente a temperaturas -20 °C ... +80 °C
- Protección IP 30
- Disponible para su fijación por arriba, con tuercas 2 x M 3 internas

## Datos técnicos

Normas:	IEC/EN 60947-5-1
Caja:	termoplástico
Actuador:	pitón: latón
Protección:	IP 30 según EN 60529
Grado de polución:	3
Material de contactos:	plata
Tipo de contactos:	conmutador con doble ruptura Zb
Sistema de conmutación:	acción lenta, contactos NC con apertura forzada ⊖
Conexionado:	terminales a tornillo
Sección del cable:	máx. 1,5 mm <sup>2</sup>
U <sub>imp</sub> :	4 kV
U <sub>j</sub> :	400 V
I <sub>the</sub> :	4 A
Categoría de utilización:	AC-15
I <sub>e</sub> /U <sub>e</sub> :	4 A / 400 VCA
Fusible máximo:	4 A (lento)
Fuerza de accionamiento:	-
Fuerza de retorno:	-
Apertura de contactos:	2 x 4 mm en recorrido completo
Tiempo de conmutación:	dependiente de la velocidad de accionamiento
Duración de rebotes:	dependiente de la velocidad de accionamiento
Temperatura ambiente:	-20 °C ... +80 °C
Vida mecánica:	> 1 millón de maniobras
Cadencia:	máx. 1800/h
Precisión del punto de ruptura a la repetición:	± 0,05 mm en el pitón

## Variantes del contacto

### Conmutador con doble ruptura



## Aceptaciones



## Detalles en Pedidos

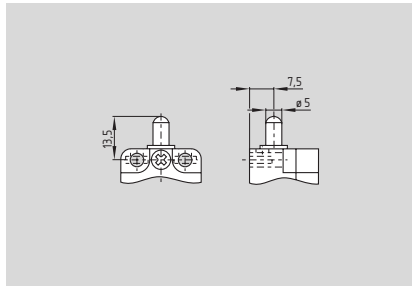
### C 50 ① 1Ö/1S

N°.	Reemplaza	Descripción
-----	-----------	-------------

- |   |  |   |
|---|--|---|
| ① |  | Información de los actuadores a partir de la página 1-183 |
|---|--|---|

# Microrruptores

## Pitón



<b>v [m/s]</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>5</b>
$\alpha=$	20°	10°	5°	-
$\beta=$	20°	10°	5°	-

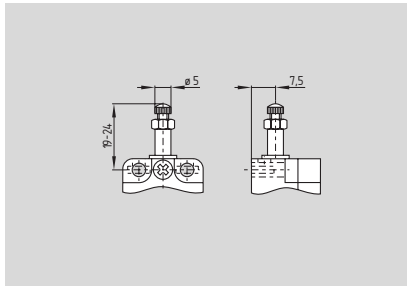
### Leyenda

v: velocidad de accionamiento

$\alpha$ : ángulo accionamiento desde la derecha

$\beta$ : ángulo accionamiento desde la izquierda

## Pitón con tornillo ST



- Pitón con tornillo de ajuste moleteado
- Velocidad de accionamiento 5 m/s a 0° respecto el eje del pitón
- Longitud del pitón ajustable, para permitir un ajuste fino del punto de ruptura

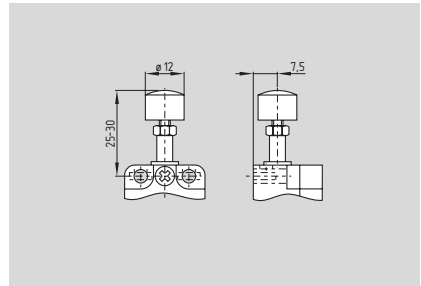
### Aceptaciones



### Detalles en Pedidos

C 50 1Ö/1S

## Pitón con botón K



- Pitón ajustable con botón de plástico
- Gran superficie de operación
- Conmutación segura cuando no hay precisión en el accionamiento

<b>v [m/s]</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>5</b>
$\alpha=$	20°	10°	5°	-
$\beta=$	20°	10°	5°	-

### Leyenda

v: velocidad de accionamiento

$\alpha$ : ángulo accionamiento desde la derecha

$\beta$ : ángulo accionamiento desde la izquierda

### Aceptaciones

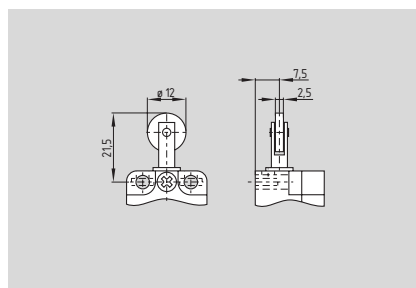


### Detalles en Pedidos

C 50 K 1Ö/1S

# Microrruptores

## Pitón de rodillo R



• Disponible con el pitón de rodillo girado 90°

<b>v [m/s]</b>	<b>0,5</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>5</b>
$\alpha=$	30°	20°	10°	5°
$\beta=$	30°	20°	10°	5°

### Leyenda

v: velocidad de accionamiento

$\alpha$ : ángulo accionamiento desde la derecha

$\beta$ : ángulo accionamiento desde la izquierda

### Aceptaciones

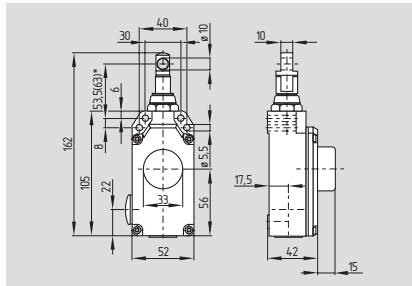


## Detalles en Pedidos

C 50 R 1Ö/1S

# Interruptores de paro de emergencia por tracción de cable

## ZS 71



\* 63 mm para la versión con 200 N de fuerza de pre-tensión.

- Según EN 418 / IEC 60947-5-5
- Caja metálica
- 2 contactos
- Pequeñas dimensiones
- 2 entradas de cable M20 x 1,5
- 2 variantes de fuerzas de resorte (fuerzas de accionamiento)
- Cable de hasta 20 m de longitud
- Rearme posible mediante pulsador o llave
- Torsión (del cable) imposible
- Indicador de posición opcional
- Disponible con retén de fuelle
- Piloto disponible, bajo pedido, en distintas tensiones
- Funciones de tracción y rotura del cable
- Disponible en versión Ex
- Interface -AS Seguridad en el trabajo, disponible, ver Capítulo 5

## Datos técnicos

Normas: IEC/EN 60947-5-1  
IEC/EN 60947-5-5  
EN 418  
BIA (BG)

Certificados: aluminio fundido, lacado

Tapa: termoplástico ultramid

Protección: IP 65 rearme por botón pulsador;  
IP 54 rearme por llave según EN 60529

Material de contactos: plata

Tipo de contactos: inversor doble  
ruptura ó  
2 contactos NC

Sistema de conmutación: IEC 60947-5-1  
acción brusca,  
contactos NC con  
apertura forzada

Conexionado: terminales a tornillo

Sección del cable: máx. 2,5 mm<sup>2</sup>  
(incluidos terminales)

Entrada de cables: 2 x M20 x 1,5

$U_{imp}$ : 6 kV

$U_j$ : 400 V

$I_{the}$ : 6 A

Categoría de utilización: AC-15

$I_e/U_e$ : 6 A / 400 VCA

Fusible máximo: 6 A (lento)

Temperatura ambiente: -25 °C ... +70 °C

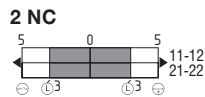
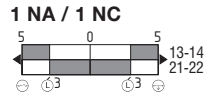
Vida mecánica: > 1 millón de maniobras

Lámpara piloto: -

Longitud máxima del cable: 20 m

Particularidad: Detecta tracción ó rotura del cable

## Variantes del contacto



## Aceptaciones

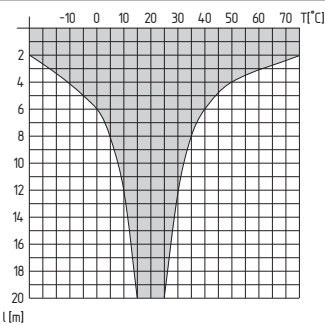


## Detalles en Pedidos

ZS 71 ① ②③-④-⑤ / ⑥

N°.	Sustituye	Descripción
①	1Ö/1S 2Ö	1NA/1NC 2NC
②		Sin retén de fuelle
	W	Con retén de fuelle
③		Sin función de seguridad
	VD	Rearme por botón pulsador
	VS	Rearme por llave
④		Sin indicador de posición
	A	Con indicador de posición
⑤		Sin piloto de señalización
	G	Con piloto de señalización
⑥		Fuerza de Pretensado:
	55 N	Para cable 0 - 5 m
	200 N	Para cable 5 - 20 m

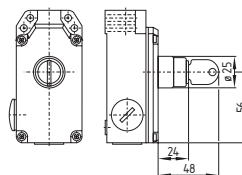
## Observación



A partir de 3 m de distancia, se deben utilizar soportes intermedios, veanse Accesorios

Longitudes de cable recomendadas para interruptores de paro de emergencia por tracción de cable, en relación a la gama de temperaturas ambiente.

## Observación



Rearme por llave

Indicaciones sobre tensión previa y fuerza de accionamiento las encontrarán en la página 2-10

Retén de fuelle, ver accesorios página 2-9.

# Interruptores de paro de emergencia por tracción de cable

Componentes	Componentes	Componentes
 <b>Cáncamos</b>	 <b>Guardacabos</b>	 <b>Cables de acero</b>
 <b>Abrazaderas de cable dobles</b>	 <b>Polea</b>	 <b>Dispositivo por cable completo</b>
 <b>Abrazaderas de cables</b>	 <b>Tensores</b>	 <b>Cable de acero con bola</b>
 <b>Abrazaderas en forma ovoide</b>	 <b>Resorte de tensión</b>	 <b>Retén de fuelle</b>

Detalles en Pedidos	
Cáncamos*	
BM 10 x 40	<b>1084928</b>
BM 8 x 70	<b>1162986</b>
Abrazaderas de cable dobles	<b>1144550</b>
Abrazaderas de cables 3mm*	<b>1144548</b>
Abrazaderas en forma ovoide	<b>1077072</b>

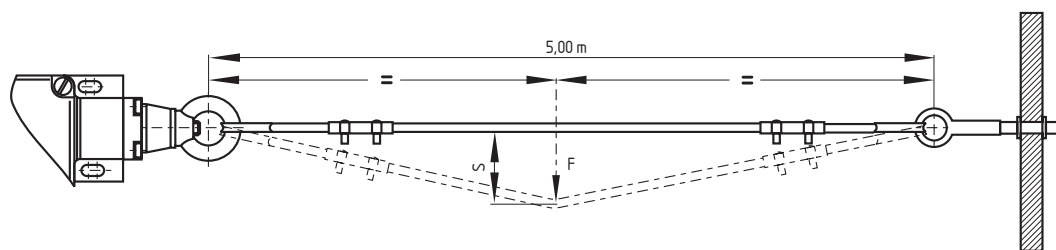
\* también disponible en versión inoxidable

Detalles en Pedidos	
Guardacabos 3B*	
Polea	
Tensores M6*	
Resorte de tensión	
RZ-136E (sólo para T3Z 068)	<b>1087931</b>
RZ-156I (sólo para ZS 73 S / ZS 75 S)	<b>1170752</b>

Detalles en Pedidos	
Cables de acero pro m *	<b>1094517</b>
Dispositivo por cable completo 50 m	<b>1163146</b>
Otras longitudes bajo demanda!	
Cable de acero con bola 1 m	<b>1170757</b>
Cable de acero con bola 2 m	<b>1170758</b>
Cable de acero con bola 3 m	<b>1170759</b>
Cable de acero con bola 4 m	<b>1170760</b>
Retén de fuelle	<b>Sufijo en pedidos W</b>

## Interruptores de paro de emergencia por tracción de cable

### Tabla de selección: fuerzas de pre-tensión y de accionamiento



Interruptores	Fuerza de pre-tensión [N]	Recorrido S [cm]	Fuerza de accionamiento F [N]	Longitud de cable recomendada [m]	Sufijo de pedidos
<b>ZS 71</b>	200	11	25	5-20	/200N
	55	11	6	<5	/55N
<b>ZS 73</b>	295-390	13	38-60	30-50	/295-390N
	195-275	13	33-41	20-30	/195-275N
	120-180	13	19-25	10-20	/120-180N
	80-100	13	5-8	<10	/80-100N
<b>ZS 75</b>	295-390	13	38-60	30-50	/295-390N
	195-275	13	33-41	20-30	/195-275N
	120-180	13	19-25	10-20	/120-180N
	80-100	13	5-8	<10	/80-100N
<b>ZS 441</b>	220	10	23	15-25	/220N
	150	10	14	5-15	/150N
	60	10	6	<5	/60N

Los valores mencionados se refieren a una temperatura ambiente de 20° C.

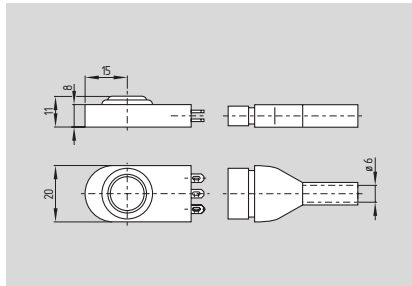
La expansión lineal del cable, debida al alargamiento y deformación del acoplamiento del cable, no queda considerada.

Las fuerzas de accionamiento, sólo son valores aproximados, debido a las tolerancias de elasticidad.

Las fuerzas de accionamiento y recorridos, están referidos a una longitud de cable de 5 m.

# Microrruptores

## M 660-11-2-y



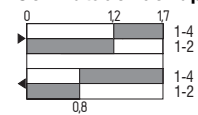
- Caja de goma (Perbunan)
- Conmutador, simple ruptura
- Acción brusca con contactos auto-limpiantes
- Resistente a temperaturas - 30 °C ... + 80 °C
- Protección IP 65

## Datos técnicos

Normas:	IEC/EN 60947-5-1
Caja:	goma
Actuador:	termoplástico
Protección:	IP 00 según EN 60529
Grado de polución:	-
Material de contactos:	plata, dorada 0.3 µm
Tipo de contactos:	conmutador, ruptura simple
Sistema de conmutación:	acción brusca, contactos auto-limpiantes
Conexionado:	terminales a soldar, y terminales enchufables 2,8 mm
Sección del cable:	máx. 2,5 mm <sup>2</sup> (incluidos terminales)
U <sub>imp</sub> :	4 kV
U <sub>i</sub> :	250 V
I <sub>the</sub> :	4 A
Categoría de utilización:	AC-15
I <sub>e</sub> /U <sub>e</sub> :	1 A / 230 VCA
Fusible máximo:	4 A gG fusibles D según DIN EN 60269-1
Fuerza de accionamiento:	2,5 N aprox.
Fuerza de retorno:	min. 1,3 N
Apertura de contactos:	2 x 0,5 mm
Temperatura ambiente:	- 30 °C ... + 120 °C
Vida mecánica:	≥ 3 millones maniobras
Cadencia:	30000/h
Velocidad de accionamiento:	min. 1 mm/min

## Variantes del contacto

### Conmutador de ruptura simple



## Aceptaciones



## Detalles en Pedidos

M 660-11-2-y

## Observación

Versión con protección metálica, cable, y diversos actuadores, ver página 1-34.

ANEXO D. TOLERANCIAS, SISTEMAS DE AJUSTE

**SISTEMAS DE AJUSTE**

Ajustes recomendados ISO

TABLA 1

Agujero Único		Eje Único		Características del asiento	Ejemplos
H 8	x 8			Prensado duro. Montaje a prensa.	Coronas de bronce, ruedas.
H 8	u 8			No necesita seguro.	
H 7	s 6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H 7	r 6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H 7	n 6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H 7	k 6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H 7	j 6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H 7	h 6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H 8	h 9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H 11	h 9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H 11	h 11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H 7	g 6	G 7	h 6	Giratorio sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H 7	f 7	F 8	h 6	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	f 7	F 8	h 9	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	e 8	E 9	h 9	Giratorio con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H 8	d 9	D 10	h 9	Giratorio con mucho juego.	Soportes múltiples.
H 11	c 11	C 11	h 9	Libre (con holgura).	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H 11	a 11	A 11	h 11	Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.

Los ajustes preferentes son: H8/x8, H8/u8, H7/r6, H7/h6, H8/h9, H7/f7, F8/h6, H8/f7, F8/h9, E9/h9, D10/h9, C11/h9.

SISTEMAS DE AJUSTE

Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS				TABLA 2	
ESPECIFICACION DE LOS ASIENTOS							
Grado del ajuste	Calidades superficiales	SISTEMA				ASIENTO	
		Agujero único		Eje único		Clase	Características
Agujero	Eje	Eje	Agujero				
PRECISION		H 6	h 5	p 5	P 6	Forzado muy duro	Piezas montadas por dilatación o contracción; no necesitan seguro contra giro.
				n 5	N 6	Forzado duro	Piezas montadas o desmontadas a presión; necesitan seguro contra giro.
				k 5	K 6	Forzado medio	Piezas que han de montarse o desmontarse con gran esfuerzo; seguro para giro y deslizamiento.
				j 5	J 6	Forzado ligero	Montaje y desmontaje sin gran esfuerzo; necesitan seguro contra giro y deslizamiento.
				h 5	H 6	Deslizante	Piezas lubricadas que se montan y desmontan sin gran trabajo, a mano.
				g 5	G 6	Giratorio	En piezas lubricadas el giro y deslizamiento puede efectuarse a mano.
FINO		H 7	h 6	s 6	S 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
				r 6	R 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
				n 6	N 7	Forzado duro	Montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro.
				k 6	K 7	Forzado medio	Montado y desmontado con gran esfuerzo (mediante martillo de plomo); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
				j 6	J 7	Forzado ligero	Montado y desmontado sin gran esfuerzo (mediante mazo de madera); necesita seguro contra giro y desplazamiento.
				h 6	H 7	Deslizante	En piezas lubricadas, deslizamiento a mano.
				g 6	G 7	Giratorio	En piezas lubricadas, su juego es apreciable.
				f 7	F 8	Holgado medio	En piezas lubricadas, su juego es más apreciable.
e 8	E 8	Más holgado	En piezas lubricadas, el juego es muy apreciable.				
ESMERADO		H 8	h 9	j 9	J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
				h 9	H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
				e 9	E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
				d 9	D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
POCO ESMERADO		H 11	h 11	h 11	H 11	Deslizante	Montaje fácil de gran tolerancia y con pequeño juego.
				d 11	E 11	Giratorio	Piezas móviles con gran tolerancia y juego no excesivo.
				c 11	C 11	Holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y juego.
				a 11	A 11	Muy holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y mucho juego.

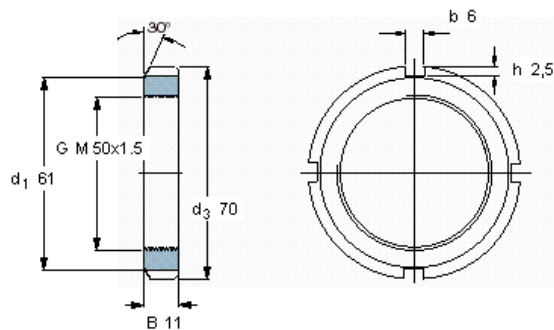
SISTEMAS DE AJUSTE

M 40 20 0 40 60 80 100 120 140	AJUSTE DE PRECISION										AJUSTE FINO										AJUSTE CORRIENTE										AJUSTE BASIO																												
	Ejes					Aguj.					Ejes					Aguj.					Ejes					Aguj.					Ejes					Aguj.																							
	H6	n5	m5	K5	J5	h5	q5	H7	r6	m6	K6	J6	h6	q6	f7	e8	d9	H8	h8	h9	f8	e9	d10	H11	h11	d11	c11	b11	a11																														
Representación grafica para diferencias nominales en el caso de $\phi$ de mas 30 hasta 40 mm.																																																											
desde 1	+6	+6	+4	+2	0	-2	+10	+16	+10	+8	+6	+4	0	-2	-6	-14	-20	+14	0	0	-6	-14	-20	+60	0	-20	-60	-140	-270	desde 1	+6	+6	+4	+2	0	-2	+10	+16	+10	+8	+6	+4	0	-2	-6	-14	-20	+14	0	0	-6	-14	-20	+60	0	-20	-60	-140	-270
hasta 3	+4	+2	0	-2	-4	-6	0	+10	+4	+2	0	-2	-6	-8	-16	-28	-45	0	-14	-25	-20	-30	-60	0	-60	-80	-120	-200	-330	hasta 3	+4	+2	0	-2	-4	-6	0	+10	+4	+2	0	-2	-6	-8	-16	-28	-45	0	-14	-25	-20	-30	-60	0	-60	-80	-120	-200	-330
mas de 3	+8	+3	+1	0	-1	-3	+12	+23	+16	+12	+9	+6	0	-4	-10	-20	-30	+18	0	-10	-20	-30	+75	0	-30	-70	-140	-270	mas de 3	+8	+3	+1	0	-1	-3	+12	+23	+16	+12	+9	+6	0	-4	-10	-20	-30	+18	0	-10	-20	-30	+75	0	-30	-70	-140	-270		
mas de 6	+9	+8	+4	+1	-2	-5	+9	+15	+8	+6	+1	-2	-8	-12	-22	-38	-60	0	-18	-30	-28	-50	+78	0	-75	-105	-145	-245	mas de 6	+9	+8	+4	+1	-2	-5	+9	+15	+8	+6	+1	-2	-8	-12	-22	-38	-60	0	-18	-30	-28	-50	+78	0	-75	-105	-145	-245		
mas de 10	+10	+12	+7	+4	0	-5	+15	+28	+19	+15	+10	+7	0	-5	-13	-25	-40	+22	0	-13	-25	-40	+90	0	-40	-80	-150	-240	mas de 10	+10	+12	+7	+4	0	-5	+15	+28	+19	+15	+10	+7	0	-5	-13	-25	-40	+22	0	-13	-25	-40	+90	0	-40	-80	-150	-240		
mas de 14	+11	+20	+15	+9	+5	0	-6	+18	+34	+23	+18	+12	+8	0	-6	-16	-32	+27	0	-16	-32	-50	+110	0	-50	-95	-150	-290	mas de 14	+11	+20	+15	+9	+5	0	-6	+18	+34	+23	+18	+12	+8	0	-6	-16	-32	+27	0	-16	-32	-50	+110	0	-50	-95	-150	-290		
mas de 18	+12	+7	+1	-3	-8	-14	0	+23	+12	+7	+1	-3	-11	-17	-34	-59	-93	0	-27	-43	-43	-75	-120	0	-110	-160	-205	-400	mas de 18	+12	+7	+1	-3	-8	-14	0	+23	+12	+7	+1	-3	-11	-17	-34	-59	-93	0	-27	-43	-43	-75	-120	0	-110	-160	-205	-400		
mas de 24	+13	+24	+17	+11	+5	0	-7	+21	+41	+28	+21	+15	+9	0	-7	-30	-60	+33	0	-30	-60	-65	+130	0	-65	-110	-160	-300	mas de 24	+13	+24	+17	+11	+5	0	-7	+21	+41	+28	+21	+15	+9	0	-7	-30	-60	+33	0	-30	-60	-65	+130	0	-65	-110	-160	-300		
mas de 30	+15	+8	+2	-4	-9	-16	0	+28	+15	+8	+2	-4	-13	-20	-41	-73	-117	0	-33	-52	-53	-92	-149	0	-130	-195	-240	-430	mas de 30	+15	+8	+2	-4	-9	-16	0	+28	+15	+8	+2	-4	-13	-20	-41	-73	-117	0	-33	-52	-53	-92	-149	0	-130	-195	-240	-430		
mas de 40	+16	+28	+20	+13	+6	0	-9	+25	+50	+33	+25	+18	+11	0	-9	-25	-50	+39	0	-25	-50	-60	+160	0	-80	-120	-170	-310	mas de 40	+16	+28	+20	+13	+6	0	-9	+25	+50	+33	+25	+18	+11	0	-9	-25	-50	+39	0	-25	-50	-60	+160	0	-80	-120	-170	-310		
mas de 50	+17	+9	+2	-5	-11	-20	0	+34	+17	+9	+2	-5	-16	-25	-50	-89	-142	0	-39	-62	-64	-112	-180	0	-160	-240	-380	mas de 50	+17	+9	+2	-5	-11	-20	0	+34	+17	+9	+2	-5	-16	-25	-50	-89	-142	0	-39	-62	-64	-112	-180	0	-160	-240	-380				
mas de 65	+19	+33	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 65	+19	+33	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 80	+20	+11	+2	-7	-13	-23	0	+62	+20	+11	+2	-7	-19	-29	-60	-106	-174	0	-46	-74	-76	-134	-220	0	-190	-290	-400	-600	mas de 80	+20	+11	+2	-7	-13	-23	0	+62	+20	+11	+2	-7	-19	-29	-60	-106	-174	0	-46	-74	-76	-134	-220	0	-190	-290	-400	-600		
mas de 100	+22	+38	+28	+16	+6	0	-12	+35	+51	+45	+35	+25	+13	0	-12	-36	-72	+54	0	-36	-72	-120	+220	0	-120	-170	-220	-380	mas de 100	+22	+38	+28	+16	+6	0	-12	+35	+51	+45	+35	+25	+13	0	-12	-36	-72	+54	0	-36	-72	-120	+220	0	-120	-170	-220	-380		
mas de 120	+23	+13	+3	-9	-15	-27	0	+54	+27	+13	+3	-9	-22	-34	-71	-126	-207	0	-54	-87	-90	-159	-260	0	-220	-340	-460	-660	mas de 120	+23	+13	+3	-9	-15	-27	0	+54	+27	+13	+3	-9	-22	-34	-71	-126	-207	0	-54	-87	-90	-159	-260	0	-220	-340	-460	-660		
mas de 140	+25	+45	+33	+21	+7	0	-14	+40	+63	+50	+52	+40	+28	+14	0	-14	-43	+63	0	-43	-85	-145	+250	0	-145	-210	-280	-460	mas de 140	+25	+45	+33	+21	+7	0	-14	+40	+63	+50	+52	+40	+28	+14	0	-14	-43	+63	0	-43	-85	-145	+250	0	-145	-210	-280	-460		
mas de 160	+27	+15	+3	-11	-18	-32	0	+65	+27	+15	+3	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770	mas de 160	+27	+15	+3	-11	-18	-32	0	+65	+27	+15	+3	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770		
mas de 180	+29	+31	+17	+4	-13	-20	-35	0	+84	+31	+17	+4	-13	-29	-64	-96	-172	+72	0	-72	-115	-122	-215	-355	0	-290	-460	-670	mas de 180	+29	+31	+17	+4	-13	-20	-35	0	+84	+31	+17	+4	-13	-29	-64	-96	-172	+72	0	-72	-115	-122	-215	-355	0	-290	-460	-670	-950	
mas de 200	+31	+17	+4	-13	-20	-35	0	+106	+31	+17	+4	-13	-29	-64	-96	-172	-285	0	-72	-115	-122	-215	-355	0	-290	-460	-670	-950	mas de 200	+31	+17	+4	-13	-20	-35	0	+106	+31	+17	+4	-13	-29	-64	-96	-172	-285	0	-72	-115	-122	-215	-355	0	-290	-460	-670	-950		
mas de 225	+33	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 225	+33	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 250	+35	+21	+7	-11	-18	-32	0	+113	+35	+21	+7	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770	mas de 250	+35	+21	+7	-11	-18	-32	0	+113	+35	+21	+7	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770		
mas de 280	+37	+21	+7	-11	-18	-32	0	+126	+37	+21	+7	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770	mas de 280	+37	+21	+7	-11	-18	-32	0	+126	+37	+21	+7	-11	-25	-39	-83	-148	-245	0	-63	-100	-106	-185	-305	0	-250	-395	-530	-770		
mas de 315	+39	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 315	+39	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 355	+41	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 355	+41	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 400	+43	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 400	+43	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 450	+45	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 450	+45	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		
mas de 500	+47	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360	mas de 500	+47	+24	+15	+6	0	-10	+30	+41	+29	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100	+46	0	-30	-60	-100	+190	0	-100	-150	-200	-360		

ANEXO E. ELEMENTOS DE FIJACIÓN

### Tuercas de fijación KM(L) con arandela de fijación

Tamaño de la rosca	Dimensiones			Capacidad de carga axial estática	Masa	Designaciones	Arandela de retención adecuada	Llave de gancho adecuada
	d <sub>3</sub>	B	G					
mm	mm		-	kN	kg	-		
50	70	11	M 50x1.5	91,5	0,14	KM 10	MB 10	HN 10-11



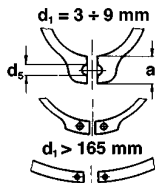
# 10



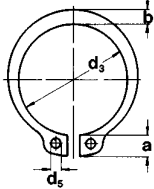
## Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger

Maßliste  
Data chart  
Table  
dimensionnelle

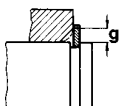
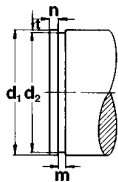
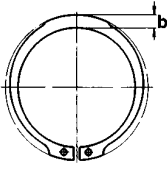
A 3 – A 56 / DIN 471



nach Wahl des Herstellers  
to manufacturer's choice  
suivant les disponibilités du fabricant



Ungespannt  
Unstressed  
A l'état libre



Bezeichnung  
Designation  
Désignation

Nennmaß  
Nominal  
dimension  
Dimension  
nominale  
 $d_1$

S

Toleranz  
Tolerance  
Tolérance

$d_3$

Toleranz  
Tolerance  
Tolérance

a

b

$d_5$

Gew.  
Weight  
Masse  
kg/1000

Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale $d_1$	Ring, Ring, Anneau								
		S	Toleranz Tolerance Tolérance	$d_3$	Toleranz Tolerance Tolérance	a max	b ≈	$d_5$ min	Gew. Weight Masse kg/1000	
A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017	
A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022	
A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066	
A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084	
A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121	
A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158	
A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300	
A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340	
A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410	
A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500	
A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530	
A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640	
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670	
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700	
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820	
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110	
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220	
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300	
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420	
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630	
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770	
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900	
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960	
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080	
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920	
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200	
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320	
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450	
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540	
A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690	
A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800	
A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000	
A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000	
A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370	
A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620	
A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850	
A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030	
A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215	
A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500	
A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000	
A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500	
A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600	
A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500	
A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900	
A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200	
A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100	
A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300	
A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400	
A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800	

Seeger-Ringe für Wellen  
Seeger-Rings for shafts  
Segments extérieurs Seeger



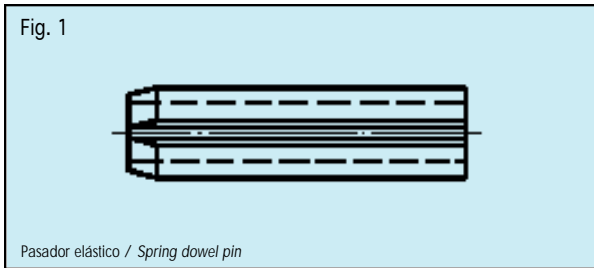
10

A 3 – A 56 / DIN 471

Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires									
$d_2^*$	Toleranz Tolerance Tolérance	$m^*$ min.	t	n	$F_N$ kN	$F_R$ kN	g	$F_{Rg}$ kN	$A_N$ mm <sup>2</sup>	K kN · mm	$n_{abl.}$ x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince	
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0	
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0	
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0	
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0	
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0	
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0	
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0	
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1	
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1	
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1	
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1	
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1	
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1	
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1	
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1	
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2	
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2	
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2	
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2	
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2	
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2	
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2	
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2	
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2	
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2	
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2	
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2	
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2	
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2	
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2	
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2	
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2	
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2	
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2	
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2	
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2	
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2	
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3	
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3	
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3	
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3	
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3	
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3	
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3	
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3	
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3	
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3	
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3	
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3	
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3	

# PASADORES ELÁSTICOS DIN 1481

## SPRING PINS DIN 1481



### Descripción de los pasadores elásticos DIN 1481

El pasador elástico es un cilindro hueco, longitudinalmente tiene una ranura de un extremo a otro, para facilitar su introducción se ha previsto en uno o en los dos extremos (según el diámetro nominal) un chaflán, ya que el pasador libre tiene un diámetro exterior mayor con relación al diámetro nominal del taladro de su alojamiento, cuando el pasador queda introducido en el taladro, queda comprimido y retenido, debido a la fuerza elástica ejercida contra las paredes de dicho taladro, la ranura se reduce en anchura pero sigue permaneciendo abierta.

### Description of the tubular spring dowel pins DIN 1481

The spring dowel pin is a hollow cylinder grooved from one end to the other and chamfered on one or both ends (depending on the nominal diameter) to facilitate its introduction. As the outside diameter of the loose pin is greater than the nominal diameter of the hole housing it, when the pin is introduced into the hole it is held in tightly due to the elastic pressure exerted against the walls of the hole. The groove decreases in width but remains open.

### Tolerancias del taladro

Basta con el acabado normal de broca para la introducción del pasador sin necesidad de un posterior escariado o mecanizado del taladro, las tolerancias admisibles son las de H-12, que corresponden a la siguiente tabla:

### Hole tolerances

The ordinary drill finish is quite sufficient for introducing the dowel pin and it is not necessary to ream or machine the hole. The admissible tolerances are the H-12 ones given in the following table:

Diámetro nominal Nominal diameter	1,5 ÷ 3	3,5 ÷ 6	7 ÷ 10	12 ÷ 18	20 ÷ 30	32 ÷ 50
Diferencia admisible Admissible difference	+ 0,09	+ 0,12	+ 0,15	+ 0,18	+ 0,21	+ 0,25

### Tablas de cizalladura de los pasadores elásticos

La elección correcta del pasador viene determinada por la naturaleza y las dimensiones de las fuerzas laterales operantes, a continuación en la tabla siguiente se dan los valores correspondientes de cizalladura de los pasadores DIN 1481.

### Tables of shearing-off strength of the spring dowel pins

The correct choice of pin depends on the nature and size of the lateral forces. The following table shows the corresponding values of shearing-off strength of the DIN 1481 dowel pins (total values).

### Fuerza de cizalladura a un corte /Shearing force to a cut

Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.	Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.
1,5	75	16	8.385
2	135	18	10.910
2,5	210	20	13.760
3	310	21	14.620
3,5	445	25	21.500
4	550	28	26.600
4,5	750	30	30.960
5	860	32	33.540
6	1.275	35	42.140
7	1.830	38	49.180
8	2.095	40	52.400
10	3.440	45	66.700
12	5.105	50	82.725
13	5.640	-	-
14	7.095	-	-

Para mayores esfuerzos es muy factible la colocación de un pasador dentro de otro, aumentando considerablemente de esta forma la capacidad de carga. Para ello es conveniente que las ranuras queden dispuestas a 180° una de la otra, como se puede observar en la fig. 2.

For greater stresses, it is quite feasible to place one pin inside another, thus considerably increasing the load capacity. In this case it is advisable that the grooves be set at 180° to each other, as shown in fig. 2.



Para esta combinación los valores de carga son los siguientes:

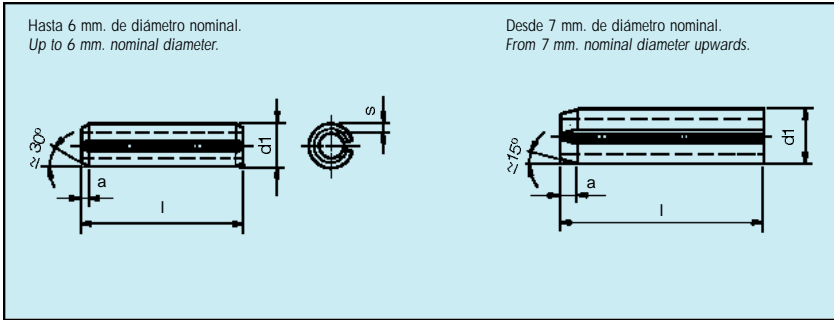
For this combination the total load values are as follows:

### Fuerza de cizalladura a un corte /Shearing force to a cut

Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.	Diámetro nominal Nominal diameter	Carga en Kgs. Load in Kg.
2,5 - 1,5	285	16 - 10	11.825
3,5 - 2	580	20 - 12	18.865
4,5 - 2,5	960	21 - 13	20.260
5 - 3	1.170	30 - 18	41.870
6 - 3,5	1.720	32 - 20	47.300
7 - 4	2.380	35 - 21	56.760
8 - 5	2.955	40 - 25	73.900
10 - 6	4.715	45 - 28	93.300
13 - 8	7.735	50 - 30	113.685
14 - 8	9.190	-	-

# PASADORES ELÁSTICOS DIN 1481

## SPRING PINS DIN 1481

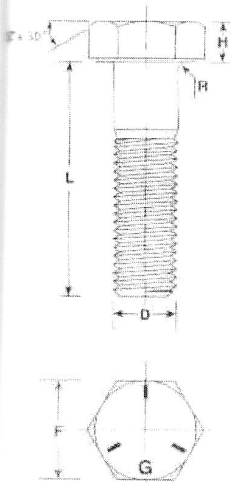


Nominal	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	10	12	13	
s	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1	1,25	1,5	1,5	2	2,5	2,5	
a	0,25	0,35	0,4	0,5	0,6	0,65	0,8	0,9	1,2	2	2	2	2	2	
d1	1,7	2,3	2,8	3,3	3,8	4,4	4,9	5,4	6,4	7,5	8,5	10,5	12,5	13,5	
Tol.	+ 0,1			+ 0,2					+ 0,3						
l.	Tol.	CODIGO CODE													
5	+ 0,5	8.015													
6		8.016	8.031	8.055	8.078	8.106									
7		8.017	8.032	8.056	8.079	8.107									
8		8.018	8.033	8.057	8.080	8.108	8.136	8.165							
10		8.019	8.034	8.058	8.081	8.109	8.137	8.166	8.189	8.217	8.247		8.307	8.343	8.379
12	+ 1	8.020	8.035	8.059	8.082	8.110	8.138	8.167	8.190	8.218	8.248		8.308	8.344	8.380
14		8.021	8.036	8.060	8.083	8.111	8.139	8.168	8.191	8.219	8.249		8.309	8.345	8.381
15		8.022	8.037	8.061	8.084	8.112	8.140	8.169	8.192	8.220	8.250		8.310	8.346	8.382
16		8.023	8.038	8.062	8.085	8.113	8.141	8.170	8.193	8.221	8.251	8.279	8.311	8.347	8.383
18		8.024	8.039	8.063	8.086	8.114	8.142	8.171	8.194	8.222	8.252	8.280	8.312	8.348	8.384
20		8.025	8.040	8.064	8.087	8.115	8.143	8.172	8.195	8.223	8.253	8.281	8.313	8.349	8.385
22			8.041	8.065	8.088	8.116	8.144	8.173	8.196	8.224	8.254	8.282	8.314	8.350	8.386
24			8.042	8.066	8.089	8.117	8.145	8.174	8.197	8.225	8.255	8.283	8.315	8.351	8.387
25			8.043	8.067	8.090	8.118	8.146	8.175	8.198	8.226	8.256	8.284	8.316	8.352	8.388
26			8.044	8.068	8.091	8.119	8.147	8.176	8.199	8.227	8.257	8.285	8.317	8.353	8.389
28			8.045	8.069	8.092	8.120	8.148	8.177	8.200	8.228	8.258	8.286	8.318	8.354	8.390
30			8.046	8.070	8.093	8.121	8.149	8.178	8.201	8.229	8.259	8.287	8.319	8.355	8.391
32			8.047	8.071	8.094	8.122	8.150	8.179	8.202	8.230	8.260	8.288	8.320	8.356	8.392
34			8.552	8.603	8.095	8.123	8.151	8.180	8.203	8.231	8.555	8.557	8.558	8.559	8.561
35			8.048	8.072	8.096	8.124	8.152	8.181	8.204	8.232	8.261	8.289	8.321	8.357	8.515
36		8.049	8.073	8.097	8.125	8.153	8.182	8.205	8.233	8.262	8.290	8.322	8.358	8.393	
38		8.553	8.074	8.098	8.126	8.154	8.609	8.206	8.234	8.556	8.291	8.323	8.560	8.562	
40		8.050	8.075	8.099	8.127	8.155	8.183	8.207	8.235	8.263	8.292	8.324	8.359	8.394	
45		8.051	8.513	8.100	8.128	8.156	8.184	8.208	8.236	8.264	8.293	8.325	8.360	8.395	
50		8.052	8.594	8.101	8.129	8.157	8.185	8.209	8.237	8.265	8.294	8.326	8.361	8.396	
55	+ 1,5			8.102	8.130	8.158	8.610	8.210	8.238	8.266	8.295	8.327	8.362	8.397	
60				8.103	8.131	8.159	8.514	8.211	8.239	8.267	8.296	8.328	8.363	8.398	
65						8.160		8.212	8.240	8.268	8.297	8.329	8.364	8.399	
70						8.161		8.213	8.241	8.269	8.298	8.330	8.365	8.400	
75						8.162		8.214	8.242	8.270	8.299	8.331	8.366	8.401	
80						8.163		8.215	8.243	8.271	8.300	8.332	8.367	8.402	
85									8.244	8.272	8.301	8.333	8.368	8.403	
90									8.245	8.273	8.302	8.334	8.369	8.404	
95									8.592	8.611	8.303	8.335	8.370	8.405	
100									8.246	8.274	8.304	8.336	8.371	8.406	
110									8.613	8.598	8.596	8.337	8.372	8.407	
120									8.601	8.599	8.305	8.338	8.373	8.408	
130												8.339	8.374	8.409	
140												8.340	8.375	8.410	
150												8.341	8.376	8.525	
160											8.342	8.377	8.540		
180												8.378	8.411		



## Cabeza Hexagonal SAE Grado 2 - SAE Grado 5 - SAE Grado 8

### Información Técnica



D Diámetro		Hilos por pulgada		F Distancia entre Caras	H Altura de la cabeza
		R.O.	R.F.		
1/4	.250	20	28	7/16	5/32
5/16	.312	18	24	1/2	13/64
3/8	.375	16	24	9/16	15/64
7/16	.437	14	20	5/8	9/32
1/2	.500	13	20	3/4	5/16
9/16	.562	12	18	13/16	23/64
5/8	.625	11	18	15/16	25/64
3/4	.750	10	16	1-1/8	15/32
7/8	.875	9	14	1-5/16	35/64
1	1.000	8	14	1-1/2	39/64
1-1/8	1.125	7	12	1-11/16	11/16
1-1/4	1.250	7	12	1-7/8	25/32
1-1/2	1.500	6	12	2-1/4	1-5/16

**Longitudes :** L = 1/2 hasta 10" según el diámetro.

**Clase de rosca:** Ordinaria (UNC) y fina (UNF) 2A

**Longitud de rosca mínima:** Dos veces el diámetro del tornillo más 1/4" para longitudes menores o iguales a 6"

Y para longitudes mayores a 6", dos veces el diámetro del tornillo más 1/2"

Grado de resistencia	Especificaciones					
	Diámetro	Material	Dureza Rockwell		Carga de prueba	Resistencia mínima a la tracción
			Min.	Máx		
2	1/4" a 3/4"	Acero de bajo o mediano carbono	B 80	B 100	55 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	74 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
	Mayor a 3/4"		B 70	B 100	33 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	60 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
5	1/4" a 1"	Acero medio carbono tratado térmicamente	C 25	C 34	85 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
	Mayor a 1"		C 19	C 30	74 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	105 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
8	1/4" a 1"	Acero medio carbono aleado tratado térmicamente	C 33	C 39	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	150 000 lbs/pulg <sup>2</sup>

## Cabeza Hexagonal SAE Grado 5 - SAE Grado 8



- Rosca ordinaria (UNC), Rosca fina (UNF),  
sin recubrimiento y zincado.

- Utilizados en estructuras metálicas, maquinaria pesada, etc.,  
que están sometidos a grandes esfuerzos mecánicos.

### Referencias Disponibles (UNC-UNF) Sin Recubrimiento - Zincado

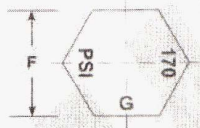
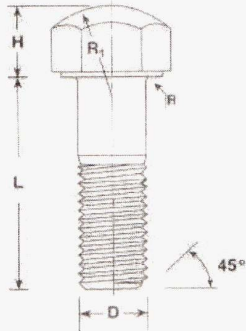
DIÁMETRO \ LONGITUD	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2
1/2	*												
3/4	*	*	*										
1	*	*	*	*	*	*	*						
1.1/4	*	*	*	*	*	*	*						
1.1/2	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
2	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
2.1/2	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
3	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
3.1/2	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
4	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
4.1/2	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
5		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
5.1/2			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
6		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
7			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
8			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
9				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
10					*	*	*	*	*	*	*	*	*

## Cabeza Hexagonal - SAE Grado 9 (Cadena de Tractor)



- Tornillo para cadena de tractor de oruga o zapata.
- Rosca fina (UNF)
- Sin recubrimiento
- De amplia utilización en el ensamble de chasis, de camiones, volquetas y en general para montajes sometidos a grandes esfuerzos mecánicos.

### Información Técnica



D Diámetro	Hilos por pulg. R.F.	F Distancia entre caras	H Altura de la cabeza	R	R <sup>1</sup> Radio para la cabeza
7/16	20	5/8	7/16	.023	9/16
1/2	20	3/4	9/16	.023	5/8
9/16	18	7/8	19/32	.041	3/4
5/8	18	15/16	21/32	.041	13/16
3/4	16	1.1/8	3/4	.041	1
7/8	14	1.5/16	13/16	.041	1.3/16

Grado de resistencia	Especificaciones				
	Material	Dureza Rockwell		Carga de Prueba	Resistencia mínima a la tracción
		Min.	Máx		
9	Acero de medio carbono aleado tratado térmicamente	C 38	C 43	135 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	170 000 lbs/pulg <sup>2</sup>

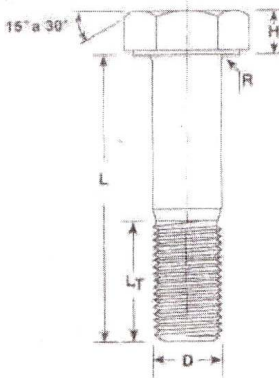
### Referencias Disponibles

DIÁMETRO \ LONGITUD	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4
1.1/2	•	•	•		
1.9/16	•				
1.5/8			•		
1.3/4	•	•			
1.15/16			•		
2	•	•		•	
2.1/16			•		
2.1/8		•		•	
2.1/4				•	•
2.3/8					•
2.1/2	•	•		•	•
2.3/4					•
3					•

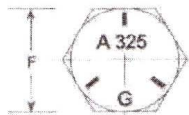
## Cabeza Hexagonal ASTM A325 Tipo 1

- Tornillos para torres de transmisión y puentes
- Rosca ordinaria (UNC)
- Acabado negro y galvanizado en caliente

### Información Técnica

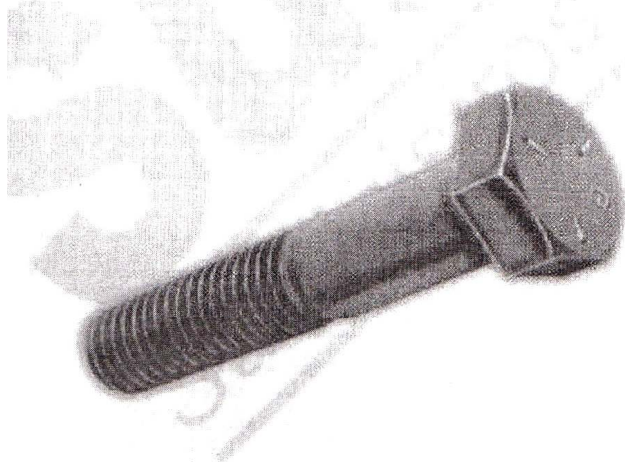


D Diámetro		Hilos por pulgadas R.O.	F Distancia entre caras	H Altura de la cabeza	L <sub>T</sub> Longitud de rosca
1/2	.500	13	7/8	5/16	1
5/8	.625	11	1.1/16	25/64	1.1/4
3/4	.750	10	1.1/4	15/32	1.3/8
7/8	.875	9	1.7/16	35/64	1.1/2
1	1.000	8	1.5/8	39/64	1.3/4



Grado de resistencia	Especificaciones				
	Material	Dureza Rockwell		Carga de prueba	Resistencia mínima a la tracción
		Min.	Máx		
A 325 Tipo 1	Acero de medio carbono tratado térmicamente	C 25	C 34	85 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup>

### Referencias Disponibles

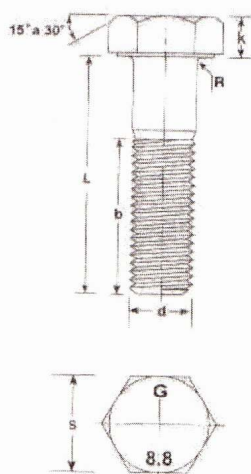


DIÁMETRO \ LONGITUD	DIÁMETRO				
	1/2	5/8	3/4	7/8	1"
1	•				
1.1/4	•	•			
1.1/2	•	•	•		
2	•	•	•	•	•
2.1/2	•	•	•	•	•
3	•	•	•	•	•
3.1/2	•	•	•	•	•
4	•	•	•	•	•
4.1/2	•	•	•	•	•
5	•	•	•	•	•
5.1/2	•	•	•	•	•
6	•	•	•	•	•
7		•	•	•	•
8		•	•	•	•
9		•	•	•	•
10		•	•	•	•

## Cabeza Hexagonal Milimétrico

- Tornillo de rosca paso normal y paso fino
- En acero sin recubrimiento, zincado y acero inoxidable.
- Usados en vehículos, motores, transformadores, maquinaria industrial, entre otros.

### Información Técnica



d Diámetro	Pasos		s Distancia entre caras		k Altura de la cabeza	b Longitud de rosca
	Ordinario	Fino				
M6	1	-	10		4	18
M7	1	-	11		4.8	20
M8	1.25	1	13		5.3	22
M10	1.5	1 - 1.25	(16)	17	6.4	26
M12	1.75	1.25 - 1.5	(18)	19	7.5	30
M14	2	1.5	(21)	22	8.8	34
M16	2	1.5	24		10	38
M18	2.5	1.5	27		11.5	42
M20	2.5	1.5 - 2	30		12.5	46
M22	2.5	1.5	(34)	32	14	50
M24	3	2	36		15	54

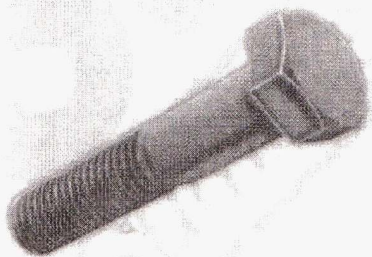
**Longitudes:** L = 13 mm hasta 150 mm según el diámetro  
**NOTA:** los valores entre paréntesis de la distancia entre caras, corresponden a normas ISO y se fabrican previa cotización.

Clase de resistencia	Especificaciones					
	Diámetro	Material	Dureza Rockwell		Resistencia a la tracción	Observaciones
			Min.	Máx.		
5.8	M6 a M24	Acero de bajo carbón	B 82	B 95	500 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización
8.8	M6 a M16	Acero de medio carbón tratado térmicamente	C 22	C 32	800 N/mm <sup>2</sup>	Standard
	M18 a M24		C 23	C 34		
10.9	M6 a M24	Acero aleado o al carbón tratado térmicamente	C 32	C 39	1000 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización
12.9	M6 a M24	Acero aleado tratado térmicamente	C 39	C 44	1200 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización

## Referencias Disponibles (Clase 8.8) Negro - Zincado - Bicromatizado

DIÁMETRO \ LONGITUD	DIÁMETRO												
	6 <sup>-1.0</sup>	7 <sup>-1.0</sup>	8 <sup>-1.25</sup>	10 <sup>1.25</sup>	10 <sup>-1.5</sup>	12 <sup>1.25</sup>	12 <sup>-1.5</sup>	12 <sup>1.75</sup>	14 <sup>-1.5</sup>	14 <sup>-2.0</sup>	16 <sup>-1.5</sup>	16 <sup>-2.0</sup>	20 <sup>-2.5</sup>
13	*												
16	*	*	*										
20	*	*	*	*	*								
25	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
30	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
35	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
40	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
45	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
60	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
70	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
80	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
90		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
100		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
110			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
120			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
130				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
140				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
150				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

## Referencias Disponibles (Acero Inoxidable)



DIÁMETRO \ LONGITUD	DIÁMETRO				
	6 <sup>-1.0</sup>	8 <sup>-1.25</sup>	10 <sup>-1.5</sup>	12 <sup>-1.75</sup>	16 <sup>-2.0</sup>
10	*	*			
16	*	*	*		
20	*	*	*	*	*
25	*	*	*	*	*
30	*	*	*	*	*
35	*	*	*	*	*
40	*	*	*	*	*
45	*	*	*	*	*
50	*	*	*	*	*
60	*	*	*	*	*
70		*	*	*	*
80		*	*	*	*
90		*	*	*	*
100		*	*	*	*

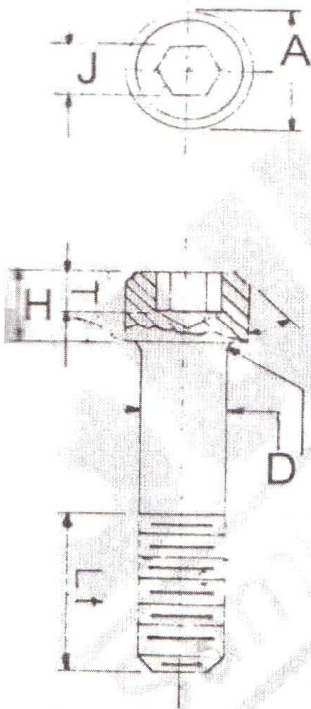
## Brístol Cabeza Cilíndrica



- También llamados tornillo socket,
- Se suministran rosca ordinaria (UNC), rosca fina (UNF) y milimétricos.
- Usados especialmente para maquinaria industrial, en acero de media resistencia (grado 5), sin recubrimiento, con acabado galvánico y en acero inoxidable.

## Brístol Cabeza Cilíndrica en Pulgadas

### Información Técnica



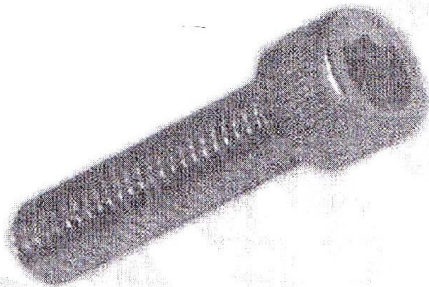
DIÁMETRO D	HILOS X PULG.	DIÁMETRO DE CABEZA A	ALTURA DE CABEZA H	HEXÁGONO J
3/16	24	5/16	3/16	5/32
1/4	20	3/8	1/4	3/16
5/16	18	7/16	5/16	1/4
3/8	16	9/16	3/8	5/16
7/16	14	5/8	7/16	3/8
1/2	13	3/4	1/2	3/8
5/8	11	7/8	5/8	1/2
3/4	10	1"	3/4	9/16
7/8	9	1.1/8	7/8	9/16
1"	8	1.5/16	1"	5/8

Grado de resistencia	Especificaciones				
	Material	Dureza Rockwell		Carga de prueba	Resistencia mínima a la tracción
		Min.	Máx.		
5	Acero de medio carbono tratado térmicamente	C 25	C 34	85 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup>

## Referencias Disponibles Acero SAE Grado 5 (UNC)

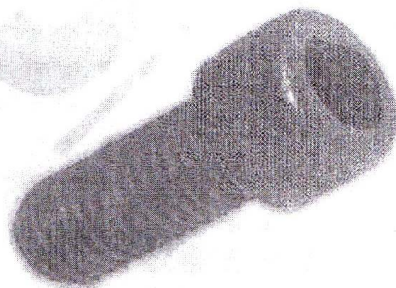
DIÁMETRO \ LONGITUD	1/8	5/32	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4	7/8	1"
3/8	*	*	*									
1/2	*	*	*	*	*	*						
3/4	*	*	*	*	*	*	*	*				
1"	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
1.1/4		*	*	*	*	*	*	*	*			
1.1/2		*	*	*	*	*	*	*	*	*		
2			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
2.1/2				*	*	*	*	*	*	*	*	*
3				*	*	*	*	*	*	*	*	*
3.1/2				*	*	*	*	*	*	*	*	*
4				*	*	*	*	*	*	*	*	*
4.1/2					*	*	*	*	*	*	*	*
5						*		*	*	*	*	*
6								*	*	*	*	*

## Referencias Disponibles Acero Inoxidable (UNC)



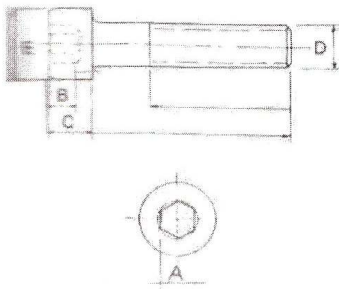
DIÁMETRO \ LONGITUD	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
1/2	*	*	*				
3/4	*	*	*	*	*		
1	*	*	*	*	*	*	
1.1/4	*	*	*	*	*	*	
1.1/2	*	*	*	*	*	*	*
2	*	*	*	*	*	*	*
2.1/2				*	*	*	*
3				*	*	*	*
3.1/2						*	*
4						*	*

## Referencia Disponible Acero SAE Grado 5 (UNF)



DIÁMETRO \ LONGITUD	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
3/8	*		*			
1/2	*	*	*			
3/4	*	*	*	*		
1"	*	*	*	*	*	
1.1/4		*	*	*	*	
1.1/2		*	*	*	*	*
2			*	*	*	*

## Brístol Cabeza Cilíndrica Milimétrico Información Técnica



DIÁMETRO D	Paso		HEXÁGONO A	PROFUNDIDAD HEXÁGONO B	ALTURA DE CABEZA C	DIÁMETRO DE CABEZA E
	Normal	Fino				
3	.50	0.35	2.5	2	3	5
4	.70	0.50	3	2.5	4	7
5	.80	0.50	4	3	5	9
6	1.0	0.70	5	4	6	10
8	1.25	1.0	6	5	8	13
10	1.50	1.25	8	6	10	16
12	1.75	1.25	10	8	12	18
14	2.0	1.5	12	9	14	22
16	2.0	1.5	14	11	16	24
20	2.5	1.5	14	12	20	30

### Referencias Disponibles Acero Clase 8.8

DIÁMETRO LONGITUD	3 <sup>-0.5</sup>	4 <sup>-0.7</sup>	5 <sup>-0.8</sup>	6 <sup>-1.0</sup>	8 <sup>-1.25</sup>	10 <sup>-1.5</sup>	12 <sup>-1.75</sup>	14 <sup>-2.0</sup>	16 <sup>-2.0</sup>
10	•	•	•	•					
15	•	•	•	•	•	•			
20	•	•	•	•	•	•	•		
25	•	•	•	•	•	•	•		
30		•	•	•	•	•	•	•	•
35				•	•	•	•	•	•
40				•	•	•	•	•	•
45					•	•	•	•	•
50				•	•	•	•	•	•
60					•	•	•	•	•
70					•	•	•	•	•
80					•	•	•	•	•
90					•	•	•	•	•
100					•	•	•	•	•

### Referencias Disponibles Acero Inoxidable

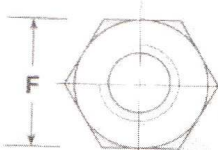
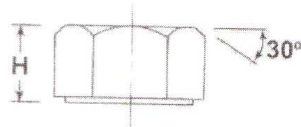
DIÁMETRO LONGITUD	5 <sup>-0.8</sup>	6 <sup>-1.0</sup>	8 <sup>-1.25</sup>	10 <sup>-1.5</sup>	12 <sup>-1.75</sup>
10	•	•			
15	•	•	•	•	
20	•	•	•	•	•
25	•	•	•	•	•
30	•	•	•	•	•
35		•	•	•	•
40		•	•	•	•
45			•	•	•
50			•	•	•

## Tuercas Hexagonales en Pulgadas

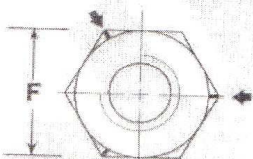


- Utilice la tuerca de la calidad adecuada para cada necesidad.
- Se suministran en distintos materiales (acero, bronce, inoxidable) y distintos acabados (zincado, tropicalizado, galvanizado en caliente, sin recubrimiento). En rosca ordinaria (UNC) y rosca fina (UNF).

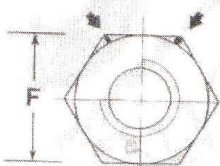
### Información Técnica



SAE Grado 2



SAE Grado 5

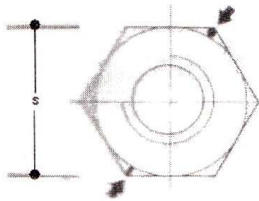
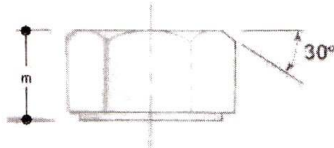


SAE Grado 8

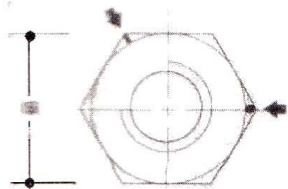
D Diámetro		Hilos por pulgada.		F Distancia entre caras	H Altura
		R.O.	R.F.		
1/4	.250	20	28	7/16	7/32
5/16	.312	18	24	1/2	17/64
3/8	.375	16	24	9/16	21/64
7/16	.437	14	20	11/16	3/8
1/2	.500	13	20	3/4	7/16
9/16	.562	12	18	7/8	31/64
5/8	.625	11	18	15/16	35/64
3/4	.750	10	16	1-1/8	41/64
7/8	.875	9	14	1-5/16	3/4
1	1.000	8	14 UNS	1-1/2	55/64
1-1/8	1.125	7	12	1-11/16	31/32
1-1/4	1.250	7	12	1-7/8	1-1/16
1-1/2	1.500	6	12	2-1/4	1-9/32

Grado de resistencia	Especificaciones				
	Diámetro	Material	Dureza Rockwell	Carga de Prueba	
				UNC	UNF
2	1/4" a 1-1/2"	Acero de bajo o medio carbono	C 32 máx.	90 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	90 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
5	1/4" a 1"	Acero de medio carbono	C 32 máx.	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	109 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
	1-1/8" a 1-1/2"			105 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	94 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
8	1/4" a 5/8"	Acero de medio carbono tratado térmicamente	C 24 a C 32	150 000 lbs/pulg <sup>2</sup>	150 000 lbs/pulg <sup>2</sup>
	3/4" a 1"		C 26 a C 34		
	1-1/8" a 1-1/2"		C 26 a C 36		

## Información Técnica



Clase 6



Clase 8

Diámetro	Pasos		s Distancia entre caras		m Altura
	Ordinario	Fino			
M6	1	-	10		5
M7	1	-	11		5,5
M8	1,25	1	13		6,5
M10	1,5	1 - 1,25	(16)	17	8
M12	1,75	1,25 - 1,5	(18)	19	10
M14	2	1,5	(21)	22	11
M16	2	1,5	24		13
M18	2,5	1,5	27		15
M20	2,5	1,5 - 2	30		16
M22	2,5	1,5	(34)	32	18
M24	3	2	36		19

Clase de resistencia	Especificaciones				
	Diámetro	Material	Dureza Rockwell		Carga de Prueba
			Min.	Máx.	
6	M6 a M16	Acero de bajo o medio carbono	B 79	C 30	670 - 700 N/mm <sup>2</sup>
	M18 a M24		B 85		
					720 N/mm <sup>2</sup>
8	M6 a M16	Acero de medio carbono	B 91	C 30	855 - 880 N/mm <sup>2</sup>
	M18 a M24		B 97		C 36

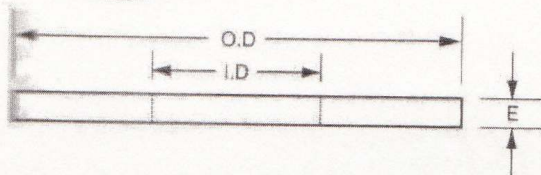
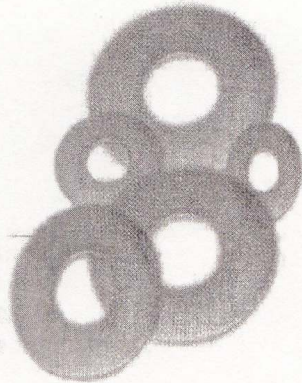
## Referencias Disponibles Acero Clase 6 - Clase 8 - Inoxidable

REFERENCIA	Clase 6	Clase 8	Acero Inoxidable
6 - 1. <sup>0</sup>	•	•	•
7 - 1. <sup>0</sup>	•	•	
8 - 1. <sup>25</sup>	•	•	•
10 - 1. <sup>25</sup>	•	•	
10 - 1. <sup>5</sup>	•	•	•
12 - 1. <sup>25</sup>	•	•	
12 - 1. <sup>5</sup>	•	•	
12 - 1. <sup>75</sup>	•	•	•
14 - 1. <sup>5</sup>		•	
14 - 2. <sup>0</sup>		•	•
16 - 1. <sup>5</sup>		•	
16 - 2. <sup>0</sup>		•	•
20 - 2. <sup>5</sup>		•	•

# OTRAS FIJACIONES MECÁNICAS

**Sumatec<sup>®</sup>**  
Suministros y Materiales Técnicos

## Arandelas Planas



O.D= Diámetro externo  
I.D= Diámetro interno  
E= Espesor.

- Usadas como complemento a tornillos y tuercas para lograr mayor área de presión.
- Se suministran en distintos materiales y acabados de acuerdo a la necesidad, acero sin recubrimiento, zincadas, tropicalizadas, acero inoxidable, bronce, entre otros materiales.
- Medidas en pulgadas y en milímetros.

### Referencias Disponibles en Pulgadas

Diámetro Interno	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1"	1.1/4	1.1/2
Diámetro Externo	9/16	3/4	7/8	1"	1.1/4	1.3/8	1.1/2	1.3/4	2"	2.1/4	2.1/2	3	3.1/2
Espesor	3/64	1/16	1/16	5/64	5/64	3/32	3/32	7/64	7/64	1/8	1/8	5/32	5/32

### Referencias Disponibles en Milímetros

Diámetro Interno	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	22	24
Diámetro Externo	7	9	10	12	16	21	24	28	30	37	40	44
Espesor	0.6	0.8	1.0	1.6	1.6	2.0	2.0	2.5	2.5	3.0	3.0	4.0

## Arandelas de Presión (WASA)

- Fabricadas en material SAE 1070, dureza Rockwell (45 - 51) y en acero inoxidable.
- En acero sin recubrimiento, zincadas, Tropicalizadas, galvanizadas en caliente.

### Referencias Disponibles

DIÁMETRO	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1"
----------	------	-----	------	-----	------	-----	------	-----	-----	-----	----

