

**DISEÑO DE UNA CIZALLA INDUSTRIAL PARA EL CORTE DE LÁMINAS DE ACERO
AL SILICIO UTILIZADAS EN TRANSFORMADORES SECOS DE ENERGÍA
ELÉCTRICA.**

PROYECTO DE GRADO

ALEJANDRO SERRANO HUERTAS

1088 304 223

OMAR ANDRÉS LÓPEZ MADRID

1094 933 118

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE TECNOLOGIAS

TECNOLOGÍA MECÁNICA

PEREIRA

2015

**DISEÑO DE UNA CIZALLA INDUSTRIAL PARA EL CORTE DE LÁMINAS DE ACERO
AL SILICIO UTILIZADAS EN TRANSFORMADORES SECOS DE ENERGÍA
ELÉCTRICA.**

PROYECTO DE GRADO

ALEJANDRO SERRANO HUERTAS

1088 304 223

OMAR ANDRÉS LÓPEZ MADRID

1094 933 118

DIRECTOR

EDISON HENAO CASTAÑEDA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE TECNOLOGIAS

TECNOLOGÍA MECÁNICA

PEREIRA

2015

**Aprobado por el comité de trabajo de grado
en cumplimiento de los requisitos exigidos
por la Universidad Tecnológica de Pereira
para optar al título de tecnólogo mecánico.**

Director del trabajo de grado

Jurado

Pereira, Mayo de 2015

AGRADECIMIENTOS

Le agradezco primeramente a Dios por haber sido mi guía durante estos años en la universidad, por llenarme de fortaleza y valor para afrontar los retos que se presentaron, por darme salud para disfrutar el fin de este proceso y por darme las ganas de seguir adelante con mi formación profesional.

A mi madre Gloria Patricia Madrid y padre José Uberney López por su fortaleza, amor, dedicación y sacrificio para darme estudio en una excelente universidad, porque a pesar de las muchas adversidades que se presentaron siempre estuvieron apoyándome tanto emocional como económicamente para lograr este paso en mi vida.

A los docentes de la Universidad Tecnológica de Pereira que compartieron sus conocimientos a lo largo de la carrera dentro y fuera de clase, haciendo posible mi formación tanto profesional como personal. En especial al ingeniero Edison Henao por ese interés mostrado en la elaboración de este proyecto, por poner su conocimiento a nuestro servicio y por los consejos dados.

Finalmente a mis amigos y compañeros quienes compartieron conmigo este proceso durante estos años, por siempre hacer las cosas con la mejor energía, disposición y dedicación en los momentos que así lo exigían. Por los momentos de alegría y diversión, por la confianza para compartir experiencias de vida que ayudaron, ayudan y ayudaran a mi formación personal.

Omar Andrés López Madrid

Este trabajo de grado realizado en la universidad tecnológica de Pereira es un esfuerzo en el cual, participaron distintas personas tanto directa como indirectamente, ya que por sus aportes de motivación, apoyo y paciencia, estimularon mis metas. Principalmente quiero agradecerle a Dios por guiarme en el camino correcto, por concebir los conocimientos necesarios para la realización de este. A mis padres por siempre estar presente en las situaciones buenas y sobre todo difíciles, por los consejos dados que me motivaron a nunca abandonar mis sueños. A mis hermanos por el apoyo incondicional y a mi director de grado el ingeniero Edison Henao que nos brindó sus conocimientos y gran interés. A todos ellos y a los que pudieron estar involucrados en este proceso tan importante en mi vida les agradezco.

Alejandro Serrano Huertas

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	10
INTRODUCCIÓN.....	11
CAPÍTULO 1	
CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL CIZALLADO.....	15
1.1 ELEMENTOS MECÁNICOS.....	15
1.1.1 Cizallado:.....	15
1.1.1.1 Juego en el cizallado:.....	15
1.1.1.2 Ángulos característicos en las cuchillas:.....	16
1.1.1.3 Velocidad de corte.....	17
1.1.1.4 Materia prima. [42].....	17
1.1.1.5 Pieza de corte. [24].....	18
1.1.2 Elementos de la máquina.....	22
1.1.2.1 Bastidor.....	22
1.1.2.2 Elementos móviles.....	23
1.1.2.3 Componentes de seguridad.....	24
1.1.3 Uniones. [26].....	24
1.1.3.1 Uniones con tornillos.....	24
1.2 DISPOSICIONES PARA CIZALLAS.....	27
1.2.1 Cizallas de cuchilla deslizante.....	27
1.2.1.1 Cizallas con cuchilla inclinada.....	28
1.2.1.2 Sistema de guías. [37].....	32
1.3 ACTUADOR FINAL.....	34
1.3.1 Actuador neumático [8].....	34
1.3.1.1 Cilindros de doble efecto neumático.....	36
1.3.2 Cálculo de cilindros.....	36
1.3.2.1 Fuerza del émbolo.....	36
1.3.2.2 Longitud de carrera.....	37
1.3.2.3 Velocidad de émbolo.....	37
CAPÍTULO 2	
DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES PARA CONTRUCCIÓN DE LA CIZALLA.....	39
2.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.....	39
2.1.1 Cálculo de fuerzas para el corte de la lámina de acero al silicio.....	39
2.1.2 Cálculo del juego en el cizallado.....	40
2.1.3 Selección del material de la hoja de corte.....	40
2.1.3.1 Material seleccionado.....	40
2.1.4 Cálculo y selección de actuadores.....	41
2.1.4.1 Cilindro principal.....	41
2.1.4.2 Cilindros secundarios.....	41
2.1.5 Diseño de la estructura.....	44
2.1.6 Diseño del bastidor.....	44
2.1.6.1 Diseño de los perfiles.....	44
2.1.6.2 Tapas laterales de la estructura.....	47
2.1.6.3. Diseño de la carcasa.....	48
2.1.6.4 Diseño de las placas laterales de la carcasa.....	51
2.1.6.5 Cálculo del soporte para el eje cremallera.....	51
2.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PARA EL MECANISMO DEL TOPE.....	52
2.2.1 Diseño del eje cremallera.....	53
2.2.2 Diseño y selección de los elementos móviles para el carro transportador.....	54

2.2.2.1	Diseño del piñón y la cremallera.....	55
2.2.2.2	Diseño del árbol.	58
2.2.2.3	Cálculo y diseño de la chaveta.	61
2.2.2.4	Cálculo y selección de los rodamientos.	61
2.2.3	Selección de las guías para la cizalla.....	63
2.2.3.1	Cálculo de momentos en los patines	64
2.2.3.2	Selección del patín.	64
2.2.4	Selección de componentes para la mesa de descarga.	64
2.2.4.2	Diseño del eje.....	65
2.2.4.3	Selección de la chumacera.....	66
2.2.4.4	Cálculo del ángulo de la mesa.....	66
2.2.6	Uniones roscadas.	67
2.2.6.1	Cálculo y selección de tornillería.	67
2.2.7	Cálculos y especificaciones para la selección de bolas transportadoras.	72
2.2.7.1	Cálculo de cantidad de bolas.....	72
2.2.7.2	Selección de las bolas transportadoras	73
2.3	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA NEUMÁTICO, SELECCIÓN DE MATERIALES Y ELEMENTOS.....	75
2.3.1	Diseño del esquema de funcionamiento del sistema neumático.	75
2.3.1.1	Realización del esquema.....	75
2.3.1.2	Diseño del esquema.....	76
2.3.1.3	Desarrollo: representación del esquema de mando.....	77
2.3.2	Selección de materiales y elementos neumáticos constitutivos del sistema.....	79
2.3.2.1	Cilindros de doble efecto.	79
2.3.2.2	Válvulas. [13].....	79
2.3.2.3	Regulador de caudal unidireccional.	80
2.3.2.4	Unidad de mantenimiento.....	81
2.3.2.5	Conexiones.	81
2.3.2.6	Tuberías.	81
	CONCLUSIONES	82
	BIBLIOGRAFÍA.....	83
	ANEXOS.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Juego en el cizallado	16
Figura 1.2 Ángulos de cuchillas de una cizalla	17
Figura 1.3 Tipos de perfiles estructurales	23
Figura 1.4 Uniones de chapas con tornillos	25
Figura 1.5 Espesores de las uniones	26
Figura 1.6 Distancia entre taladros	26
Figura 1.7 Tornillo solicitado a tracción.....	27
Figura 1.8 Cizalla de cuchilla deslizante	28
Figura 1.9 Cizalla con cuchilla inclinada.....	28
Figura 1.10 Fuerza de corte durante el cizallado	29
Figura 1.11 Longitud de cizallamiento.....	31
Figura 1.12 Cizalla con cuchilla inclinada.....	31
Figura 1.13 Cilindro de doble efecto	36
Figura 2.1 Esquema general de la cizalla	39
Figura 2.2 Esquema de la lámina con acción del pisador y las cuchillas.....	42
Figura 2.3 Mesa de descarga con inclinación	43
Figura 2.4 Estructura de la máquina	44
Figura 2.5 Fuerzas sobre el perfil.....	45
Figura 2.6 Perfil L76x76x12,7.....	46
Figura 2.7 Análisis de elementos finitos del perfil.....	47
Figura 2.8 Tapa lateral del bastidor.....	48
Figura 2.9 Carcasa	48
Figura 2.10 Fuerza sobre la tapa de la carcasa	49
Figura 2.11 Placa superior de la carcasa	50
Figura 2.12 Análisis de elementos finitos de la tapa	50
Figura 2.13 Fuerza P sobre el soporte para el eje cremallera	52
Figura 2.14 Soporte para el eje cremallera	52
Figura 2.15 Eje en el cual se mecanizara la cremallera	53
Figura 2.16 Eje cremallera	54
Figura 2.17 Transmisión piñón cremallera	55
Figura 2.18 Esquema de fuerzas en la transmisión	57
Figura 2.19 Árbol para el carro transportador	60
Figura 2.20 Carro transportador para el mecanismo del tope	63
Figura 2.21 Movimientos restringidos por el patín.....	64
Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla empotrada en los patines.....	64
Figura 2.23 Mesa de descarga con y sin inclinación	65
Figura 2.24 Cortina porta cuchilla-soporte cortina porta cuchilla	67
Figura 2.25 Soporte cortina guía-Patín	68
Figura 2.26 Perfil -cuchilla inferior.....	69
Figura 2.27 Cortina porta cuchilla-cuchilla superior.....	70
Figura 2.28 Portador de cuchilla-cuchilla superior.....	70
Figura 2.29 Portador porta pisador-porta pisador.....	71
Figura 2.30 Distribución de los agujeros para las bolas transportadores	73
Figura 2.31 Métodos de fijación de las bolas transportadoras.....	73
Figura 2.32 Esquema de las bolas transportadoras	74
Figura 2.33 Cizalla guillotina	74
Figura 2.34 Elementos de un esquema neumático	76
Figura 2.35 Diseño del esquema neumático	77

Figura 2.36 Desarrollo gráfico del sistema neumático.....	78
Figura 2.37 Desarrollo de fases del esquema de mando	78
Figura 2.38 Simbología de una válvula 3/2	79
Figura 2.39 Simbología de una válvula 5/2	80
Figura 2.40 Simbología de una válvula de simultaneidad	80
Figura 2.41 Simbología regulador de caudal unidireccional	81

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Maquinabilidad de aceros de herramienta.....	19
Tabla 1.2. Resistencia al desgaste de aceros de herramienta	20
Tabla 1.3. Vida útil de la herramienta de diferentes aceros.....	20
Tabla 1.4 Incremento de la vida de la herramienta en función de su espesor	21
Tabla 1.5 Tenacidad de diferentes aceros de herramienta	22
Tabla 1.6 Propiedades físicas de algunas clases de resistencia de tornillos.....	25
Tabla 1.7 Holgura nominal de los taladros	26
Tabla 1.8 Aplicación de los diferentes tipos de cizallas.....	27
Tabla 1.9 Características de los principales tipos de actuadores	34
Tabla 1.10 Características de los cilindros de simple y doble efecto.....	35
Tabla 2.1 Propiedades físicas del acero AISI 4340.....	46
Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del acero 1045 normalizado	55
Tabla 2.3 Características del rodamiento seleccionado	63
Tabla 2.4 Valores aproximados del coeficiente de fricción para distintas superficies	66

RESUMEN

El siguiente trabajo presenta el diseño de una cizalla industrial con funcionamiento neumático para láminas de acero al silicio utilizadas en transformadores secos de energía eléctrica.

El primer paso del diseño de la máquina consistió en realizar un estudio de algunos factores que afectan el corte de material como el juego en el cizallado, ángulos característicos en las cuchillas, velocidad de corte, material de trabajo y pieza de corte. Con esta información se realizó la selección de la disposición de la cizalla.

Teniendo claro los anteriores factores, la fuerza necesaria para generar el corte y realizando un estudio sobre los distintos tipos de actuadores y modo de funcionamiento se procedió a seleccionar el cilindro para el movimiento de la cuchilla superior.

En el diseño de la estructura de la máquina se tuvieron en cuenta teorías de resistencia de materiales y diseño de elementos de máquinas. Ésta se compone de dos placas laterales unidas por un perfil en L con la capacidad de soportar la fuerza generada por el actuador y además una placa dispuesta en forma horizontal que soportará el actuador. Se realizó un análisis de elementos finitos para algunas de las partes de la máquina que soportarían las fuerzas más elevadas.

Con el diseño de la estructura de la máquina y la disposición de los elementos que la componen, se procedió a diseñar y seleccionar las partes faltantes como las guías de la cuchilla superior, el pisador, la tornillería, las bolas para facilitar el transporte del material de trabajo, los componentes del mecanismo del tope y los cilindros encargados de generar el movimiento de los pisadores y la mesa de descarga.

Seguido a esto se realizó el diseño del sistema neumático para el accionamiento de los 4 actuadores y se seleccionaron los elementos del sistema.

Finalmente se elaboraron los planos de la máquina con los ajustes y tolerancias respectivas para cada pieza.

INTRODUCCIÓN

Una cizalla funciona en forma similar a una tijera. Los filos de ambas cuchillas se enfrentan presionando sobre la superficie a cortar hasta que vencen la resistencia de la superficie a la tracción rompiéndola y separándola en dos. El borde cortado por cizallamiento se presenta irregular. La fuerza necesaria para realizar el corte se obtiene ejerciendo palanca entre un brazo fijo que se coloca en la parte inferior y otro que es el encargado de subir y bajar ejerciendo la fuerza. En las cizallas manuales este movimiento de ascenso y descenso se realiza por un operario, aunque también existen las cizallas automatizadas. [27]

Existen diferentes tipos de cizallas las cuales han ido evolucionando a través de tiempo conforme a las necesidades:

- Esquiladora: es utilizada para cortar prendas textiles. Se diferencian de las tijeras normales en que el corte que aplica es en zigzag en lugar de recto.
- Podadora: es utilizada en jardinería para podar árboles y arbustos.
- Cizalla de metal: empleada para cortar hojalata o metales finos. Las hay de tres tipos en función del corte: recto, curvado hacia la izquierda o curvado hacia la derecha.
- Mandíbulas de vida: es una herramienta hidráulica usada en labores de rescate.
- Cizalla industrial: es una máquina herramienta que posee una cuchilla que hace cortes verticales al ejercer presión sobre paquetes de láminas de distintos materiales. Posee un motor eléctrico o sistemas con actuadores que le permite ejercer mayor presión. [28]

En la industria metalúrgica y dentro del ámbito del corte y la deformación metálica, se utilizan varios tipos de máquinas, entre ellas están las cizalladoras, las cuales son muy manejadas en el campo de la fabricación de transformadores de energía eléctrica; requeridas principalmente para el de corte de lámina de acero al silicio utilizados en los apilados del núcleo de los transformadores secos. Algunas de empresas a nivel nacional que se dedican a la fabricación de transformadores de energía, no cuentan con la máquina adecuada para realizar los cortes y así sustentar la capacidad de producción necesaria.

Durante el proceso de corte de láminas de silicio para la fabricación de transformadores de energía algunas de estas empresas utilizan en su cadena de producción cizallas manuales que generan cortes con bordes irregulares (rebaba), causando baja eficiencia en el núcleo de los transformadores de energía eléctrica. Además de no estar cumpliendo con la demanda esperada en este punto de producción debido a que al transcurrir la jornada de trabajo, los operarios sienten la carga laboral de realizar una tarea repetitiva mientras cortan las láminas, lo que les genera fatiga de trabajo manual que aparece en aquellos trabajos donde predominan los esfuerzos físicos que se caracterizan por procesos mecánicos, automáticos, repetitivos, rutinarios, donde hay una reducción de la autonomía del trabajador y hay un empobrecimiento de tareas que origina una infraestimulación sensorial y cognitiva. La fatiga constituye un fenómeno complejo que se caracteriza porque el trabajador baja el ritmo de actividad, siente cansancio, los movimientos se hacen más torpes e inseguros, aparece una sensación de malestar e insatisfacción, se generan accidentes laborales y se disminuye el rendimiento en cantidad y calidad, Universidad Complutense Madrid [40]. Por lo cual se ven obligados a

subcontratar el servicio a otras empresas para suplir esta necesidad, ocasionando sobre costos, poco control de calidad en el proceso y poca rentabilidad en los productos.

La productividad disminuye en 50% por el síndrome de fatiga crónica y estrés, asociado a problemas de cansancio, insomnio y malestar general. En promedio, una persona trabaja de 8 a 10 horas diarias, lo cual se convierte en una causa para adquirir malas posturas. Según cifras del Consejo Colombiano de Seguridad, en 2013, cerca de 10.000 enfermedades fueron catalogadas de origen laboral. “Los dos principales problemas de salud son los dolores en la espalda (que puede acabar en lesiones osteomusculares) y el trastorno de trauma acumulativo, dado como un grupo de perturbaciones de los músculos, tendones y nervios, agravados por movimientos repetitivos del cuerpo, posturas incómodas, esfuerzos de contacto, vibración o por el frío”, afirma Salvador Andreu López, director Médico en el Grupo Albenture, multinacional especializada en ofrecer programas de asistencia a los empleados. [40]

Por este motivo las empresas deben mejorar y renovar su inventario de máquinas para lograr la productividad y calidad esperada y de la misma manera reducir los problemas causados por la fatiga de trabajo. Para lograrlo la empresa debe estar dispuesta a realizar una inversión para comprar máquinas comerciales o contratar una persona o empresa que se encargue del diseño de las máquinas que requieran si es que es necesaria una máquina con características específicas. Se debe realizar un estudio de los costos y beneficios de cada opción para así tomar la decisión apropiada que solucione los problemas ya mencionados.

Por lo anteriormente dicho el objetivo principal de este proyecto es realizar el diseño de una cizalla industrial para el corte de láminas de silicio utilizadas en transformadores secos de energía eléctrica con el fin de que la cadena de producción mejore los problemas actuales de productividad. Para lograr el objetivo se deberá realizar un estudio del material de trabajo (Acero al Silicio), de los sistemas de accionamiento para el movimiento del elemento cortante, los factores que afectan el corte y la fuerza requerida, seleccionar el material y tipo de elemento cortante, diseñar una estructura que soporte las cargas, realizar un diseño que cumpla con las dimensiones requeridas por el cliente y realizar la selección adecuada de las partes que tendrá la máquina. Se tiene la limitación de contar con un presupuesto reducido. Se hace importante para nosotros la realización de este proyecto ya que se aplicaran conceptos relacionados con las áreas de diseño, resistencia de materiales, salud ocupacional e instrumentación y control.

Los capítulos que componen este trabajo serán vistos a continuación, explicando cómo se compone cada uno de ellos:

En el capítulo 1 se realizó una conceptualización general del cizallado, material de trabajo, disposiciones de cizallas, elementos actuadores y diferentes sistemas de guías. Además una breve recopilación acerca de esfuerzos en resistencia de materiales con el fin de realizar el diseño de la estructura de la máquina.

En el capítulo 2 se realizaron los cálculos necesarios para el diseño de la estructura, las partes móviles. Además se seleccionaron los distintos materiales y componentes de la máquina. En el final de este capítulo se encuentra el diseño del esquema neumático y la selección de los componentes utilizados para generar el movimiento de la cuchilla, pisador y mesa de descarga, los cuales requieren tener un movimiento ordenado para un correcto funcionamiento de la máquina.

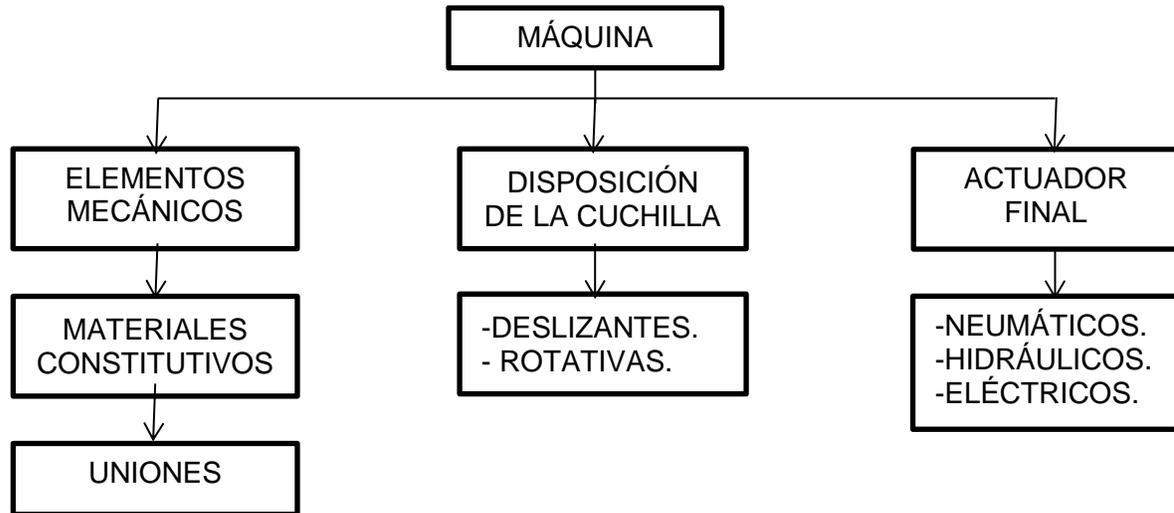
Por último, después de lograr los objetivos de este trabajo se elaboraron las conclusiones.

El plano de ensamble y los planos de detalle de las partes que componen la máquina se podrán observar en los anexos. Es importante mencionar que no se realizaron planos de detalle de los elementos estándares.

CAPÍTULO 1

CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL CIZALLADO

En este capítulo se realizará la conceptualización de aspectos importantes a tener en cuenta para realizar el diseño de la cizalla. Para una mejor comprensión, se dividirá la máquina en tres partes principales:



1.1 ELEMENTOS MECÁNICOS.

A continuación se presentará una descripción de la operación de cizallado comenzando desde su concepto y los factores que influyen en este proceso, con el fin de conocer las pautas necesarias para realizar el diseño y selección de los elementos mecánicos que son las piezas de metal u otros materiales que constituyen la máquina.

1.1.1 Cizallado:

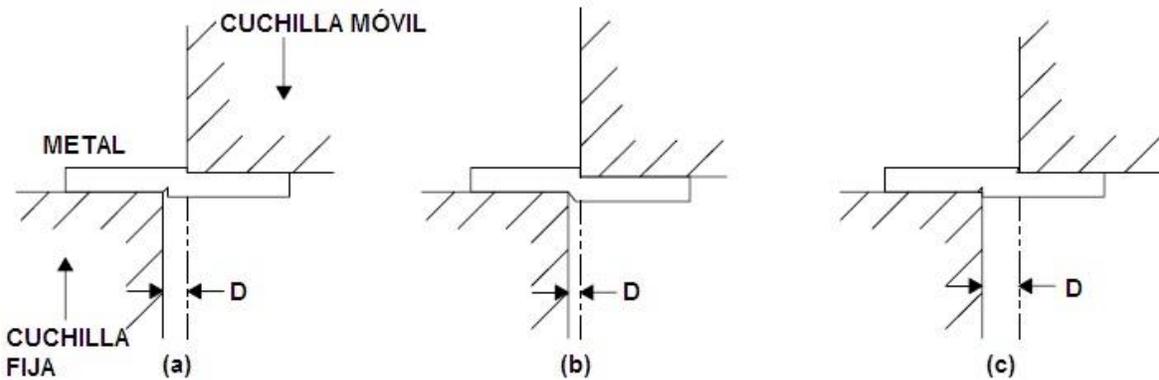
El cizallado es un proceso de cortes limpios, es decir, sin virutas, calor o reacciones químicas del metal, en el cual se realizan cortes rápidos en forma recta, longitudinal, transversal o diagonal a la placa. Este proceso suele realizarse en frío en especial con material delgado de muchas clases tales como guillotinado de papeles de fibras, telas, cerámica, plásticos, caucho, productos de madera y la mayoría de los metales.[28,30].

Los principales factores que afectan el corte con cizallas son:

1.1.1.1 Juego en el cizallado:

El juego entre las cuchillas es muy importante en el cizallado. Cuando se tiene un valor adecuado, las grietas iniciales se propagan a través del metal, para juntarse en el centro del espesor y producir una superficie de fractura limpia (figura 1.1a), aunque el juego es el correcto, hay una distorsión del borde. Si el juego es el insuficiente (figura 1.1b), la fractura es rasgada y la energía necesaria para efectuar el corte es mayor en comparación con el juego correcto. Si el juego es excesivo, hay más distorsión en el borde y también la energía será mayor, ya que se necesita deformar un mayor volumen de material, además se producen con mayor facilidad rebabas (figura 1.1c). [4]

Figura 1.1 Juego en el cizallado



Tomado de: **Conformado mecánico I [4]**

Según el manual de constructor de máquinas Dubbel, [10] el juego:

$$D = \frac{h}{25} \quad (1.1)$$

Dónde: h : espesor de la lámina a cortar

D : juego

1.1.1.2 Ángulos característicos en las cuchillas:

Estos ángulos se muestran en la figura 1.2 y dependen de:

- Dureza del material a trabajar.
- Características del material de la cuchilla

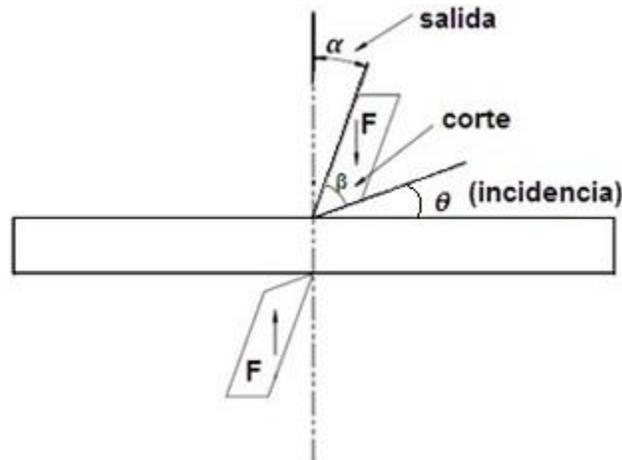
En este proceso se originan dos zonas importantes.

- Zona brillante debido al corte puro.
- Zona opaca debido al desgarre que sufre el material

Para cuchillas de acero duro, empleado para cortar planchas de acero de bajo carbono, son comunes los siguientes ángulos:

- Ángulo de incidencia $T = 6$ grados
- Ángulo de corte o filo $\beta = 80$ grados
- Ángulo de desprendimiento $\alpha = 4$ grados

Figura 1.2 Ángulos de cuchillas de una cizalla



Tomado de: Conformado mecánico [4]

1.1.1.3 Velocidad de corte.

La velocidad de corte de una cizalla es relativamente baja y se encuentra entre 1 y 2 m/min. Dependiendo del mecanismo o sistemas seleccionado para dar movimiento a la cizalla. [4]

1.1.1.4 Materia prima. [42]

En los procesos industriales es de vital importancia conocer las características de la materia prima. En el cizallado se deben conocer las propiedades mecánicas del material a cortar, principalmente, para tener claridad sobre fuerza que debe aplicarse para realizar el corte. A continuación se podrán observar las distintas características y propiedades del material de trabajo.

El acero al silicio es un acero especial fabricado para poseer determinadas propiedades magnéticas, tales como una zona de histéresis pequeña (poca disipación de energía por ciclo), que equivale a bajas pérdidas en el núcleo y una alta permeabilidad magnética por lo que es ideal para la fabricación de núcleos de transformadores de energía.

El material se fabrica habitualmente en forma de chapas laminadas en frío de 2 mm de espesor o menos. Estas chapas se apilan y una vez reunidas, forman los núcleos de transformadores o de estatores y rotores de motores eléctricos. Las láminas se pueden cortar a su forma final mediante cizallado; para cantidades pequeñas.

- Metalurgia.

El acero al silicio es una aleación de hierro con un contenido de silicio que varía de cero a 6,5% (Si: 5Fe). El silicio aumenta significativamente la resistencia eléctrica del acero, lo que disminuye las corrientes de Foucault inducidas por el campo magnético y por lo tanto reduce las pérdidas en el núcleo. Se pueden añadir también manganeso y aluminio hasta en una proporción de 0,5%.

Sin embargo, la estructura del grano así logrado aumenta tanto la dureza como la fragilidad del metal, lo cual trae desventajas durante la laminación. Durante el proceso de

aleación, los niveles de concentración de carbono, azufre, oxígeno y nitrógeno deben mantenerse bajos, ya que estos elementos elevan la presencia de carburos, sulfuros, óxidos y nitruros. La presencia de estos compuestos, aún en partículas tan pequeñas como un micrómetro de diámetro, aumenta las pérdidas por histéresis mientras que reduce la permeabilidad magnética. El carbono tiene un efecto más perjudicial que el azufre y el oxígeno, pues provoca una gradual reducción de las propiedades magnéticas al precipitar en forma de carburos, lo que a su vez resulta en un aumento de las pérdidas en el material. Por estas razones, el nivel de carbono se debe mantener en 0,005% o menos. Para reducirlo, se puede recocer el acero en un ambiente descarbonizante, por ejemplo, rico en hidrógeno.

- Propiedades físicas.
 - Valores típicos para un contenido de silicio de 3.1%
 - Punto de fusión: ~ 1500 °C
 - Densidad: 7650 kg/m³
 - Resistividad: $47.2 \times 10^{-8} \Omega \cdot m$

- Orientación del grano.

Hay dos tipos principales de acero al silicio: con grano orientado y no orientado.

Los aceros al silicio de grano orientado normalmente tienen un nivel de 3% de silicio (Si: 11Fe). Es procesado de tal manera que las propiedades óptimas se desarrollan en la dirección de la laminación, debido a un control estricto de la orientación de los cristales con respecto a la lámina. Debido a la orientación especial, la densidad de flujo magnético se incrementa en un 30% en la dirección de laminación, aunque su punto de saturación magnética se reduce en un 5%. Se utiliza para fabricar núcleos de transformadores de alta eficiencia y electroimanes.

El acero al silicio no orientado por lo general tiene un nivel de silicio de 2 a 3,5% y tiene propiedades magnéticas isotrópicas, esto es, similares en todas las direcciones, por lo cual es menos costoso y es apropiado para su utilización en aplicaciones donde la dirección del flujo magnético no es rectilínea, mayormente en construcciones con simetría cilíndrica (máquinas eléctricas rotantes). También se utiliza cuando la eficiencia es menos importante o cuando la geometría de construcción no deja espacio suficiente para alinear apropiadamente los componentes y así aprovechar las propiedades anisotrópicas de las chapas eléctricas de grano orientado.

- Propiedades mecánicas.

Los valores de las propiedades mecánicas de los aceros al silicio comúnmente utilizados en la producción de láminas para núcleos de transformadores de energía se pueden ver en el anexo A tomado de [1]

1.1.1.5 Pieza de corte. [24]

En el cizallado otro factor importante a tener en cuenta es el tipo de herramienta que se utiliza. En este caso se puede entender la pieza de corte como la cuchilla encargada de generar el corte del material de trabajo. A continuación se podrán observar distintos aspectos a tener en cuenta para diseñar o seleccionar una cuchilla.

- Criterio de diseño.

El diseño de una herramienta, como es una cuchilla, para trabajar materiales metálicos o polímeros es vital para lograr un funcionamiento óptimo. Los aspectos que hay que tomar en cuenta en el diseño de una cuchilla o herramienta en general son: la geometría de forma, el tamaño, la composición química y propiedades mecánicas del material, el proceso de fabricación, el tratamiento térmico, condiciones de trabajo y pruebas de funcionalidad.

- Conceptos de diseño.
 - Requerimientos
 - Funcionalidad

- Requerimientos.

Los requerimientos de una cuchilla se refieren a los requisitos que se necesitan de esta herramienta, tomando factores como maquinabilidad y geometría. La maquinabilidad de un acero de herramienta es muy importante sobre todo cuando es utilizado el maquinado convencional con arranque de viruta. Un buen sistema de medición del maquinado de dichos aceros de herramienta es su valor V22 (el valor V22 representa la velocidad de corte que da una vida de la herramienta de 22 minutos con ciertas características específicas de corte), por lo tanto el V22 es una medida para el desgaste de la herramienta. En la siguiente tabla se muestra esta característica.

Tabla 1.1 Maquinabilidad de aceros de herramienta

Acero de herramienta	V22 (m/min)
H13	65
S7	55
L6	50
O1	55
A2	55
D2	30
D6	30
M2	30
M3:2	30
M4	30

Tomado de: **Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío [24]**

- Funcionalidad.

La funcionalidad de la cuchilla se refiere a cómo se comporta en el trabajo de corte de materiales metálicos o poliméricos en aspectos como son: desgaste y tenacidad.

- Desgaste de la cuchilla.

La resistencia al desgaste es una característica muy importante es la vida de la herramienta, la cual está relacionada con la resistencia al desgaste del material de la

misma. La resistencia al desgaste depende de la dureza del acero y de su contenido de carburos. El efecto combinado de estos dos factores da al acero de herramienta su resistencia adecuada. Después de un tratamiento térmico normal dicha resistencia al desgaste puede ser clasificada como sigue. (Donde 0 representa el acero con menor resistencia al desgaste y 10 el de mayor).

Tabla 1.2. Resistencia al desgaste de aceros de herramienta

Acero de herramienta	Resistencia al desgaste
L6	0
H13	1
S1	2
S7	3
O1	4
A2	5
D2	6
D6	7
M2	8
M3:2	9
M4	10

Tomado de: Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío [24]

El incremento de dureza de la matriz toma lugar a costa de la cantidad de partículas de carburo presentes en la misma. Los aceros altamente aleados contienen carburos de tal tamaño y composición que no son disueltos completamente después de la austenitización. Estos son los carburos que imparten una buena resistencia al desgaste. Los carburos son considerablemente más fuertes que la matriz y soportan mucha presión de la superficie generada por el deslizamiento del desgaste abrasivo. La siguiente tabla muestra la vida relativa de una herramienta cuando es usada para cortar, en diferentes tipos de aceros. (Donde 0 representa el acero con menor vida al desgaste y 6 el de mayor).

Tabla 1.3. Vida útil de la herramienta de diferentes aceros

Acero de herramienta	Dureza (HRC)	Vida de la herramienta
M2	54-56	0
A2	58-60	1
D2	60-62	2
D6	60-63	3
S7	62-63	4
M3:2	63-64	5
M4	63-64	6

Tomado de: Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío [24]

El desgaste al cortar también es afectado por diferentes características del material a procesar, como son:

- Análisis
- Superficie
- Propiedades Mecánicas
- Espesor

- Análisis.

La composición química del material afecta de diferentes maneras el desgaste al cortar. Por ejemplo al cortar un acero inoxidable austenítico 304, el material se adhiere a la herramienta, causando “desgaste adhesivo”. La situación inversa se encuentra al cortar lámina de acero de alto contenido de silicio. Aquí el desgaste es principalmente abrasivo sin que ningún material se adhiera a la herramienta.

- Superficie.

La superficie del material que será cortado afecta también al desgaste, por ejemplo el desgaste es mayor cuando se corta un material con superficie oxidada que con superficie brillante. La capa de óxido sobre la superficie del material de trabajo actúa como un abrasivo causando un desgaste más agresivo. También afecta el cortar materiales con recubrimientos superficiales tales como los de plástico y zinc.

- Propiedades Mecánicas.

El desgaste de las cuchillas se ve afectado especialmente por la resistencia a la tensión, la resistencia a la cedencia y el porcentaje de elongación del material a cortar. Conforme la relación entre la Resistencia a la cedencia y la resistencia a la tensión decrece, el desgaste aumenta. De esta manera al aumentar el porcentaje de elongación aumenta también el desgaste. Por lo tanto el bajo porcentaje de elongación conduce a un desgaste menor.

- Espesor.

El espesor del material de trabajo (lámina a cortar) tiene una influencia considerable sobre el desgaste al cortar, se debe tener en cuenta que el desgaste de la cuchilla es mayor al cortar materiales endurecidos. En la siguiente tabla se muestra como se incrementa la vida de la herramienta al disminuir el espesor del material de trabajo. (Donde 0 representa el acero con menor vida y 7 el de mayor).

Tabla 1.4 Incremento de la vida de la herramienta en función de su espesor

Espesor de la lámina (mm)	Dureza (HRC)	Vida de la herramienta
1,1	52	0
1,1	54	1
1,1	56	2
1,1	58	3
0,5	54	4
0,5	56	5
0,5	58	6
0,5	60	7

Tomado de: Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío [24]

- **Tenacidad de la cuchilla.**

En operaciones de corte, las herramientas deben poseer ciertas propiedades como la tenacidad. Los requerimientos de tenacidad aumentan a medida que aumenta el espesor del material de trabajo. Al cortar una placa de acero o una barra gruesa, las láminas cortadas están sujetas a una presión superficial muy alta. La herramienta debe poseer una alta tenacidad para que no se astille. Para este propósito deben ser utilizados los aceros resistentes al impacto. Las mismas exigencias son hechas para trabajo en caliente, en el cual la presión superficial del material de trabajo es menor en relación a las láminas que se les realiza trabajo en frío. La siguiente tabla muestra la tenacidad relativa de diferentes aceros de herramienta. (Donde 0 representa el acero con menor tenacidad y 7 el de mayor).

Tabla 1.5 Tenacidad de diferentes aceros de herramienta

Acero de herramienta	Tenacidad
S7	7
L6	6
H13	5
S1	4
O1	3
A2	2
M3:2	1
M2	0

Tomado de: **Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío [24]**

1.1.2 Elementos de la máquina.

Después de conocer algunos de los factores más importantes que influyen en el cizallado, se debe prestar importancia a los elementos o partes que conforman la estructura de la máquina. Estos deben ser diseñados partiendo de los factores vistos anteriormente y con el fin de soportar las distintas fuerzas que se generan a la hora de realizar los cortes. Para este caso la máquina se dividirá en:

- Bastidor (Bancada y carcasa).
- Mecanismos móviles.
- Componentes de seguridad.

1.1.2.1 Bastidor.

Es la estructura rígida que soporta el motor y el mecanismo, garantizando el enlace entre todos los elementos.

Para el diseño de las partes que estarán dispuestas en forma horizontal en el bastidor se utilizarán conocimientos de resistencia de materiales ya que la máquina estará básicamente sometida a cargas a la hora de realizar los cortes de la materia prima.

Se deben calcular las reacciones, tener en cuenta las leyes de esfuerzos y determinar el punto más solicitado (crítico) de la estructura. Una vez identificado, se procede a calcular la tensión mediante la siguiente expresión: Tomado de Mecánica de Materiales [3]

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} \quad (1.2)$$

Donde:

M_{max} : momento máximo en x.

C: distancia más alejada del eje neutro.

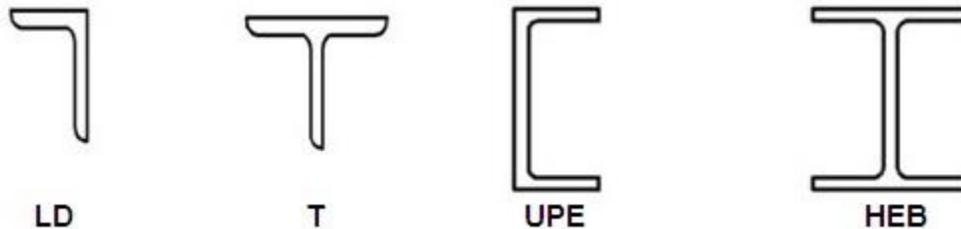
I: momento de inercia.

Conociendo el valor de la tensión máxima se puede caracterizar cada sección por su módulo resistente o módulo de resistencia, que se define como el cociente entre el momento de inercia y la distancia máxima:

$$W_x = \frac{I}{c} \quad (1.3)$$

Con el valor del módulo de resistencia calculado se procede a seleccionar un perfil normalizado. Los perfiles permiten tener una estructura más liviana con mayor resistencia, adaptándose a otros sistemas constructivos y a menor tiempo. Sus aplicaciones varían dependiendo del tipo de perfil, se utilizan comúnmente en edificios y puentes, industrias metalmeccánicas, industrias petroleras y reforzamiento estructural. Según su geometría existen distintos perfiles como platinas, T, UPE (perfil en U), IPN (doble T), angular de lados iguales, LD (angular de lados desiguales), IPE (doble T perfil europeo), HEB (ala ancha serie media). A continuación se mostraran los perfiles estructurales más utilizados:

Figura 1.3 Tipos de perfiles estructurales



Tomado de: Uniones Acero [39]

Las placas laterales de la máquina estarán sometidas a fuerzas de compresión y momentos flectores. Por lo que es necesario utilizar teoría de resistencia de materiales tomadas de Mecánica de Materiales [3] y de esfuerzos combinados (ecuación 1.4) tomada de Romero Piedrahita [35] para calcular el espesor éstas placas.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1.4)$$

1.1.2.2 Elementos móviles.

Son el conjunto de elementos, destinados a transformar la energía proporcionada por el motor o por el hombre en el efecto útil buscado.

La máquina contará con un mecanismo de tope para restringir la cantidad de material a cortar que tendrá accionamiento manual. Este mecanismo será diseñado en el siguiente capítulo.

1.1.2.3 Componentes de seguridad.

Son aquellos que, sin contribuir al trabajo de la máquina, están destinados para proteger los operarios.

Se buscará que el diseño de la máquina cuente con los componentes de seguridad necesarios como barreras de protección y accionamientos a doble mano con el fin de minimizar los riesgos del operario.

1.1.3 Uniones. [26]

Existen diferentes elementos de uniones para las máquinas como elementos de unión fija y elementos de unión desmontable. Para el ensamble de las partes de la máquina se utilizarán uniones roscadas (elementos de unión desmontable).

1.1.3.1 Uniones con tornillos.

En el diseño y cálculo de una unión entre barras de acero se consideran solicitaciones diferentes para la unión, los tornillos y chapas.

Dependiendo del diseño de la unión, los tornillos estarán solicitados a cortante o axial (tracción o compresión). Los tornillos solicitados a compresión no requieren cálculo. La solicitación de tracción sobre el tornillo se representa por $F_{t,Ed}$ mientras que la solicitación de corte se representará por $F_{v,Ed}$.

Para poder ejecutar las uniones con tornillos es necesario taladrar las chapas, lo que supone una disminución de su sección resistente. Se deben comprobar las chapas taladradas solicitadas a tracción, flexión o cortante. Las chapas taladradas solicitadas a compresión no se comprueban, ya que se considera que el área del tornillo sustituye a la del taladro.

- **Tornillos solicitados a cortante.**

- Comprobación a corte.

La condición que se debe cumplir es que la solicitación $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ que es la resistencia a cortante de un tornillo si esto no se cumple se debe seleccionar otro tipo de tornillo o en su defecto otro tipo de montaje.

Siendo:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}} \quad (1.5)$$

Donde:

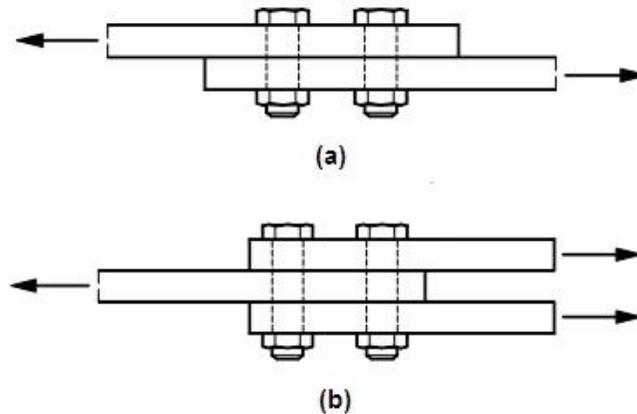
n: número de planos de corte, de valor 1 para simple cortadura (figura 1.3a) y 2 para doble cortadura (figura 1.3b).

f_{ub} : es la tensión última del acero de los tornillos (tabla 1.6)

A: es el área del tornillo. Se toma A_d si el plano de corte está en el vástago del tornillo o A_s si el plano de corte está en la parte roscada del tornillo

ξ_{M2} : 1,25 es el coeficiente de minoración del acero estructural para uniones.

Figura 1.4 Uniones de chapas con tornillos



Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

Tabla 1.6 Propiedades físicas de algunas clases de resistencia de tornillos

Clase de resistencia	Resistencia a rotura F_{ub} en $[N/mm^2]$	Límite elástico R_e en $[N/mm^2]$
4,6	400	240
5,6	500	300
5,8	500	400
6,8	600	480
8,8	800	640
10,9	1000	900
12,9	1200	1080

Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

- Comprobación a aplastamiento.

La condición que se debe cumplir es que la sollicitación $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ que es la resistencia a aplastamiento de la chapa contra la caña del tornillo o del tornillo contra la chapa.

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}} \quad (1.6)$$

Dónde:

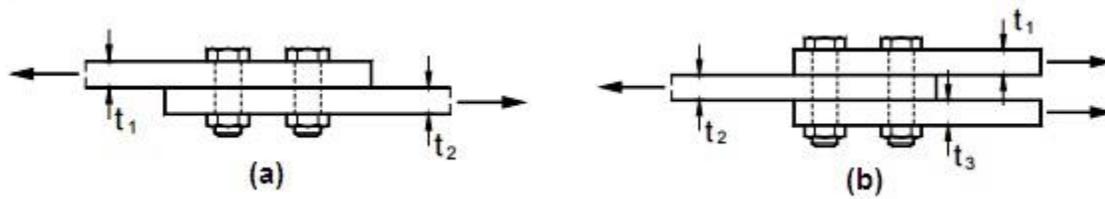
d : diámetro del tornillo.

f_u : es la tensión última del acero de las chapas.

ξ_{M2} : 1,25 es el coeficiente de minoración del acero estructural para uniones.

t : es el espesor mínimo a aplastamiento, el menor entre t_1 y t_2 (figura 1.4a) en simple cortadura ó t_1+t_3 y t_2 en cortadura doble (figura 1.4b).

Figura 1.5 Espesores de las uniones



Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

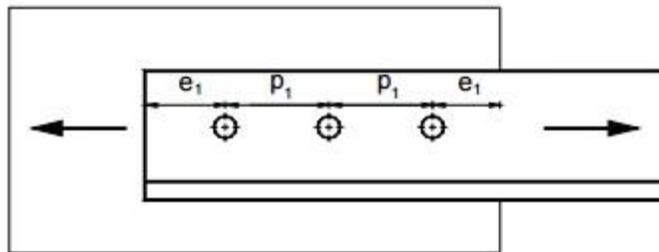
α : el menor de

$$\alpha \leq \left\{ \frac{e_1}{3 \cdot d_0}; \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1 \right\}$$

Dónde:

e_1 : distancia a borde frontal y p_1 la distancia entre taladros en la dirección del esfuerzo, tal y como se indica en la figura 1.5.

Figura 1.6 Distancia entre taladros



Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

d_0 : diámetro del taladro, igual al del tornillo más la holgura nominal. Los valores de la holgura nominal para los diámetros habituales se recogen en la tabla 1.7.

Tabla 1.7 Holgura nominal de los taladros

M 10	M 12	M 16	M 20	M 24
1mm	1mm	2mm	2mm	2mm

Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

• **Tornillos solicitados a tracción.**

- Comprobación a tracción.

La condición que se debe cumplir es que la sollicitación $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$, resistencia a tracción de un tornillo de valor.

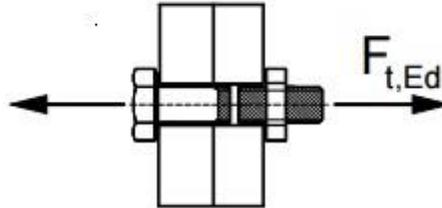
$$F_{t,Rd} = 0,9 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A_s}{\xi_{M2}} \quad (1.7)$$

Dónde:

A_s : sección resistente de la parte roscada.

F_{ub} : es la tensión última del acero de los tornillos.

Figura 1.7 Tornillo solicitado a tracción.



Tomado de: Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [26]

1.2 DISPOSICIONES PARA CIZALLAS

Se verán las principales disposiciones de las cizallas industriales con el fin de seleccionar y realizar el estudio matemático de la disposición adecuada para el diseño que se pretende realizar.

Para el corte de metal laminado, se emplean las siguientes disposiciones:

Tabla 1.8 Aplicación de los diferentes tipos de cizallas

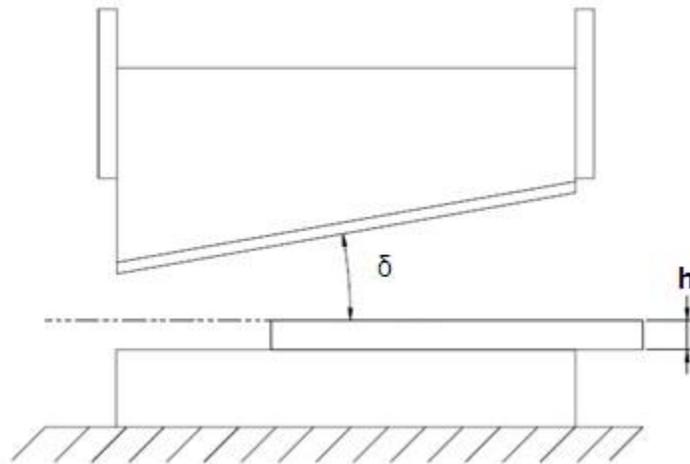
Disposiciones de cizallas			
	Cuchilla deslizante		Cuchillas rotatorias
	Cuchillas paralelas	Cuchilla inclinada	
Tipo de trabajo	Corte transversal de metal en caliente, como lingotes, planchones, etc.	Corte en frío y en caliente de chapa fina, bandas, flejes, etc.	Recorte de bordes de planchas, cizallar longitudinalmente bandas y triturar

El corte de láminas de acero al silicio para la construcción de transformadores de energía se realiza en frío por lo cual la disposición adecuada para realizar este proceso es la cizalla de cuchilla inclinada.

1.2.1 Cizallas de cuchilla deslizante

En algunas cizallas se utiliza una doble guía para que la cuchilla se deslice a través de éstas. Con estas guías el ángulo de inclinación se mantiene constante, contrariamente a los que sucede con las tijeras, en la que la cuchilla gira alrededor de un punto y su ángulo varía a medida que la fuerza se efectúa. La potencia absorbida por una cizalla de cuchilla deslizante es proporcional a la longitud del tramo cortado, a igualdad de espesor y calidad de la plancha, se puede utilizar casi la totalidad de la cuchilla.[4]

Figura 1.8 Cizalla de cuchilla deslizante



Tomado de: Conformado Mecánico I [5]

- Fuerza y esfuerzo necesario para el corte.

La fuerza requerida para realizar el corte en una chapa depende de:

- longitud de corte
- espesor de la chapa
- resistencia al cizallamiento del metal, se desprecia la fricción

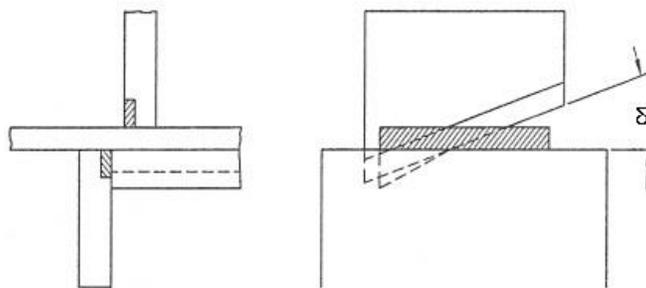
La fuerza de cizalladura disminuye si el filo corta progresivamente, es decir, empleando una chuchilla inclinada. Pero la inclinación de la cuchilla da lugar a cierta distorsión de la chapa.

La fuerza necesaria para realizar el corte es igual al producto de la sección cortada por el esfuerzo unitario de cortadura.

1.2.1.1 Cizallas con cuchilla inclinada.

En estas cizallas, las aristas de corte se inclinan formando cierto ángulo entre sí, con la inclinación de la cuchilla se logra disminuir apreciablemente la fuerza de cizalladura. Se emplean para el corte en frío y en caliente de chapa fina, bandas, flejes, etc.

Figura 1.9 Cizalla con cuchilla inclinada



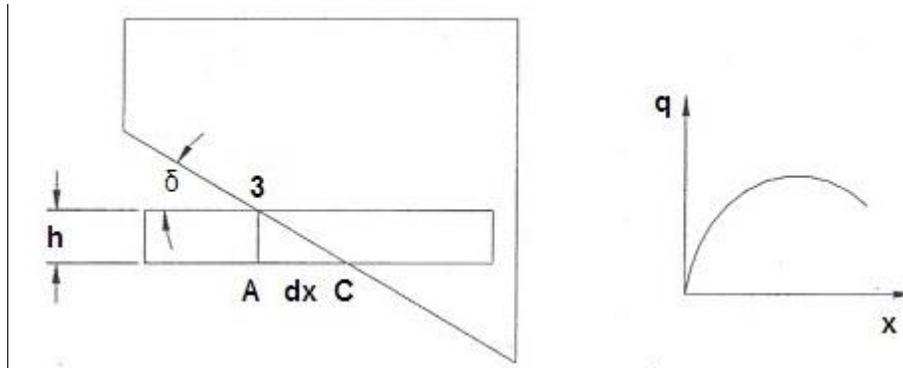
Tomado de: Conformado Mecánico I [5]

Las cizallas con cuchillas inclinadas son empleadas para cortar planchas delgadas y anchas.

Fuerza de corte. En este tipo de cizalla la fuerza de corte se ve disminuida, a causa del aumento del recorrido de la cuchilla. Para el cálculo, de acuerdo a experimentos últimos, la fuerza de corte se calcula:

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

Figura 1.10 Fuerza de corte durante el cizallado



Tomado: Conformado Mecánico I [5]

Dónde:

P_1 = Esfuerzo de corte actual.

P_2 = Fuerza de doblado de la parte cortada hacia atrás.

P_3 = Fuerza de doblado del metal de la zona de corte donde se forma una doblez local en forma de copa.

Para el cálculo de P_1 :

$$dPx = qx \cdot dx = \tau \cdot h \cdot dx$$

Dónde: qx : es el esfuerzo de corte por unidad de la longitud de la cuchilla

h : es el espesor de la chapa.

Por la expresión de la profundidad relativa de corte:

$$\epsilon = \frac{x \tan \delta}{h} \quad ; \quad dx = \frac{h}{\tan \delta} d\epsilon$$

Dónde: δ : ángulo de las cuchillas

Suponiendo que la curva $qx = f(x)$ a lo largo de la línea de contacto del metal con las cuchillas es semejante a la curva $\tau = f(\epsilon)$.

$$P_1 = \frac{h^2}{\tan \delta} \int \tau d\epsilon$$

Que integrando esta ecuación nos dará el valor de la fuerza de corte para cuchillas inclinadas.

Otra ecuación para calcular P_1 donde se consideran las propiedades plásticas del metal y donde se trabaja en base a datos del material del ensayo de tracción simple:

$$P_1 = \frac{h^2}{\tan \delta} \cdot a$$

Una ecuación donde consideran las cargas P_1 y P_2 es:

$$P = P_1 \left(1 + Z \frac{\tan \delta}{0,6\varphi} \right) + \left(\frac{1}{1 + \frac{10\sigma_t}{\sigma_t Y^2 x}} \right)$$

Dependiendo del valor dimensional λ donde C es el ancho de la parte cortada.

$$Y = \frac{A}{h}$$

dónde:

A: es el juego relativo lateral entre las cuchillas. Es aproximadamente 0,07 mm. Para plancha $h \leq 5$ mm. Es 0.05 mm cuando $h = 10$ a 20 mm e incluye la acción del sujetador de la plancha para facilitar el corte.

$$x = \frac{d}{h}$$

dónde:

d: es la distancia del plano de corte sujetador y podría tomarse según Cárdenas [5] como 10 mm .

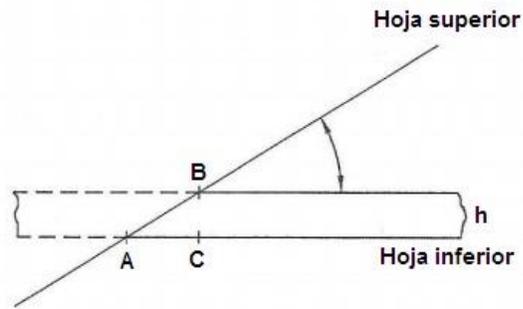
δ : ángulo entre las cuchillas.

φ : alargamiento relativo a tracción simple hasta la rotura.

σ_t : carga de rotura en tracción simple.

Según Cárdenas [5], para el cálculo de la fuerza de corte de cizallas con cuchillas inclinadas, da una expresión simple del análisis geométrico.

Figura 1.11 Longitud de cizallamiento

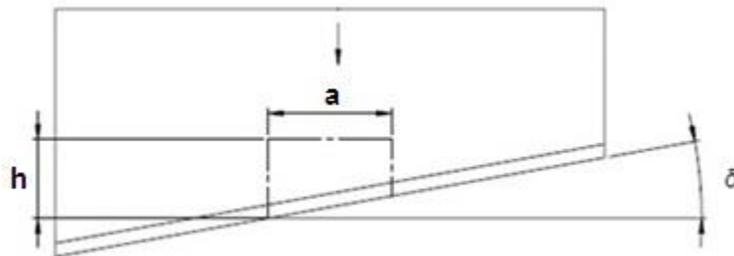


Tomado de: Conformado Mecánico I [5]

La longitud de cizallamiento es:

$$\frac{h}{\tan \delta} = \frac{CB}{\tan \delta}$$

Figura 1.12 Cizalla con cuchilla inclinada



Tomado de: Conformado Mecánico I [5]

Y las fuerza a aplicarse para el corte.

$$F = K \cdot h \cdot s' \cdot \tau \quad (1.8)$$

$$s' = \frac{h}{\tan \delta} \quad (1.9)$$

dónde: K : coeficiente de penetración = 0,03 a 0,25

h : espesor de la plancha.

δ : ángulo entre cuchillas.

τ : resistencia al cizallamiento.

Las ecuaciones (1.8) y (1.9) fueron tomadas de Conformado Mecánico I [5]

Trabajo durante el corte.

$$W = F \cdot b \cdot \tan \delta$$

Dónde: F : fuerza de corte

$b \cdot \tan \delta$: recorrido nominal de la cuchilla inclinada móvil para $b \cdot \tan \delta > h$.

- Ángulo de la cuchilla de corte.

La cuchilla superior tiene un ángulo de inclinación con respecto a la cuchilla inferior que está dispuesta en forma horizontal.

Según el Manual del constructor de Máquinas [10]: $\delta = 2^\circ$ a 10°

Siendo (δ) mayor ángulo menor es la fuerza de corte, pero con el inconveniente de que aumenta la componente horizontal, que puede desplazar la plancha en el momento del corte. [10]

1.2.1.2 Sistema de guías. [37]

Como se vio en el numeral 1.2.1 las cizallas utilizan una doble guía para que la cuchilla se deslice a través de éstas.

Los principales tipos de sistemas de guiado son:

- Lubricación límite: la contra guía se desplaza por la guía sobre una película de lubricante, pero puede existir contacto entre ambos elementos. Presentan alta rigidez y amortiguamiento pero la velocidad de desplazamiento es limitada.
- Rodadura: Utilizan contraguías de patines de bolas o rodillos. Alcanzan velocidades muy altas pero no tienen prácticamente amortiguamiento.
- Combinación de lubricación límite y rodadura: combina las ventajas de ambas.
- Hidrostáticas: se inyecta lubricante a alta presión entre la guía y la contraguía. Solamente se utiliza en grandes máquinas debido a su elevado costo.

De los 4 anteriores se tomó la decisión de trabajar con el sistema de guiado por rodadura ya que es el que más variables presenta en cuanto a funcionamiento y a la gran cantidad de guías existentes de este tipo.

- Sistemas de guías por rodadura.
- Sistemas de guiado lineal

Los rodamientos lineales son elementos de rodadura para movimientos de traslación.

Los requisitos para los componentes lineales son tan diferentes como las aplicaciones en las que se utilizan. En sistemas de transporte y de alimentación se requiere, sobre todo, velocidad y precisión, mientras que en aparatos de medición, por ejemplo, es más importante la precisión y la rigidez.

- Rodamientos lineales.

Los rodamientos lineales se pueden suministrar como guías lineales con carril-guía, guías lineales con rodillos-guía, sistemas de guiado por eje con casquillos lineales a bolas, sistemas de guiado con jaulas planas, guías con patines con recirculación de rodillos y recirculación a bolas, así como unidades lineales accionadas (módulos y mesas).

Las guías lineales son apoyos fijos, listos para el montaje, para carreras generalmente ilimitadas. Los sistemas de guiado con jaulas planas y sets de guías lineales se utilizan, con pocas excepciones, para carreras limitadas, debido a la cinemática de la jaula. Estas guías absorben fuerzas desde todas las direcciones, excepto en la dirección del movimiento, y momentos alrededor de todos los ejes

- Guías lineales con carril-guía.
 - Sistemas con recirculación de rodillos.
 - Sistemas con recirculación a bolas.
- Sistemas con recirculación de rodillos.

Los sistemas con recirculación de rodillos son las unidades de guiado lineal con mayor capacidad de carga y rigidez, debido a la rodadura de rodillos cilíndricos. Constan, al menos, de un carro de guiado con una rodadura sin jaula, un carril-guía, rascadores elásticos integrados en las caras frontales del carro, obturadores longitudinales en la parte superior e inferior del carro y tapones de protección para tapar los agujeros de fijación en el carril-guía.

- Sistemas con recirculación a bolas.
- Sistemas con recirculación de seis hileras de bolas.

Los sistemas con recirculación de seis hileras de bolas son las guías lineales, a base de bolas, con mayor capacidad de carga y rigidez. Constan de, al menos, un carro con una rodadura sin jaula, un carril-guía, rascadores elásticos integrados en las caras frontales del carro, obturadores longitudinales en la parte inferior del mismo y tapones de protección, de plástico.

- Sistemas de guiado por eje.

Los sistemas de guiado por eje son guías longitudinales con rodadura de bolas o por deslizamiento, para diferentes aplicaciones. Los rodamientos lineales a bolas están disponibles como serie de construcción ligera, serie compacta y serie maciza. Se utilizan, como complemento, ejes macizos, ejes huecos y ejes apoyados en carriles-soporte.

- Patines con recirculación de rodillos.

Los patines con recirculación de rodillos, en combinación con carriles-guía, son adecuados para disposiciones de apoyo fijo-fijo o de apoyo fijo-libre y forman un sistema de rodadura para movimientos lineales con carrera ilimitada. En disposición cerrada, absorben fuerzas desde todas las direcciones y momentos alrededor de todos los ejes. Su capacidad de carga es extremadamente elevada, mientras que el volumen de montaje necesario es muy reducido. Las guías se pueden precargar mediante cuñas de precarga y son muy rígidas cuando están precargadas.

- Patines con recirculación a bolas.

Las guías lineales con patines con recirculación a bolas se componen de patines con recirculación, carros de guiado y carriles-guía. Permiten grandes distancias de apoyo, tienen un juego regulable y la clase de precisión estándar G3.

Los patines sin jaula se deslizan en uno o en ambos lados de los carriles-guía y soportan elevadas cargas, a pesar de sus reducidas dimensiones. Si los patines se fijan en carros forman, junto con los carriles, sistemas con recirculación de cuatro hileras de bolas. Estas guías absorben fuerzas desde todas las direcciones y se pueden relubricar.

1.3 ACTUADOR FINAL.

Existen diferentes formas de transmitir potencia en la industria. Para el caso de las cizallas industriales la forma más común es mediante actuadores cuya fuerza puede provenir de tres fuentes: presión neumática, hidráulica y fuerza motriz eléctrica.

Conociendo los 3 tipos de sistemas de actuadores, a continuación se observará una tabla comparativa con las principales características de cada uno de éstos. Posteriormente se tomará la decisión adecuada sobre el tipo de actuador que será utilizado para dar movimiento a la cuchilla de la máquina.

Tabla 1.9 Características de los principales tipos de actuadores

	Neumático	Hidráulico	Eléctrico
Energía	-Aire a presión (0,5-1 MPa)	-Aceite mineral (5-10 MPa)	-Corriente eléctrica
Opciones	-Cilindros -Motor de paletas -Motor de pistón	-Cilindros -Motor de paletas -Motor de pistones axiales	-Corriente continua -Corriente alterna -Motor paso a paso
Ventajas	-Baratos -Rápidos -Sencillos -energía limpia.	-Rápidos -Alta relación potencia-peso -Auto lubricantes -Alta capacidad de carga -Estabilidad frente a cargas estáticas	-Precisos -Fiables -Fácil control -Sencilla instalación -Silenciosos
Desventajas	-Dificultad de control continuo -Instalación especial (compresor, filtros) -Ruidosos	-Difícil mantenimiento -Instalación especial (filtros, eliminación aire) -Frecuentes fugas -Costosos	-Potencia limitada

Teniendo en cuenta la tabla 1.9 se ha decidido trabajar con un actuador neumático ya que son más económicos en comparación a los otros. Si en el momento de realizar los cálculos se requiere seleccionar otro tipo de actuador se deberá hacer teniendo en cuenta las ventajas y desventajas que presente.

1.3.1 Actuador neumático [8]

Los mecanismos que convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico se les denomina actuadores neumáticos. El trabajo realizado por un actuador neumático puede ser lineal o rotativo. El movimiento lineal se obtiene por cilindros de émbolo (éstos también proporcionan movimiento rotativo con variedad de ángulos por medio de actuadores del tipo piñón cremallera). También encontramos actuadores neumáticos de rotación continua (motores neumáticos), movimientos combinados e incluso alguna transformación mecánica de movimiento que lo hace parecer de un tipo especial.

Los actuadores neumáticos se dividen en 3 grupos:

- Actuadores lineales.
 - Simple efecto.
 - Doble efecto.
- Actuadores de giro
 - Giro limitado.
 - Motores.
- Actuadores especiales.
 - Especiales.
 - Combinados.

Por la disposición de la cizalla, el actuador debe ser lineal. Estos se dividen en, actuadores de simple efecto y de doble efecto. Los cilindros de simple efecto y de doble efecto son unos de los más utilizados en la industria dependiendo de la necesidad. A continuación se observará una tabla comparativa entre estos dos tipos de cilindros con el fin de seleccionar el más adecuado.

Tabla 1.10 Características de los cilindros de simple y doble efecto

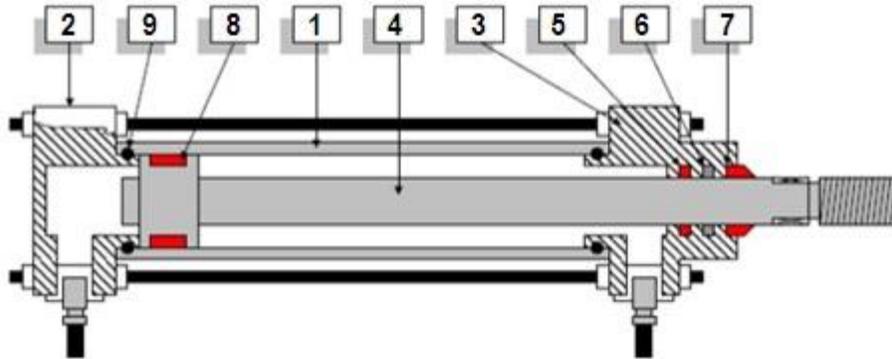
	Cilindro de simple efecto	Cilindro de doble efecto
Trabajo	Un solo sentido. Retorno por medio de un muelle o fuerza externa.	Ambos sentidos.
Aplicación	-Sujetar -Marcar -Expulsar -Levantar Alimentar, etc.	-Sujetar -Marcar -Expulsar -Levantar Alimentar, etc.
Ventajas	-Bajo consumo de aire. -Fácil instalación del sistema neumático(menos elementos)	-Trabajo en ambos sentidos. -No pierde fuerza de accionamiento. -Mayor fuerza con diámetro igual al simple efecto. -mayor carrera
Desventajas	-Reducción de la fuerza de accionamiento por fuerza contraria del muelle. -Menor Fuerza con diámetro igual al doble efecto. -Carrera limitada (menor de 100mm) - Cargas limitadas.	-El consumo de aire es prácticamente el doble que los de simple efecto. -Instalación más compleja que los de simple efecto (más elementos).

Teniendo en cuenta la función que debe cumplir el cilindro, se ha decidido trabajar con un actuador de doble efecto ya que realiza trabajo en ambos sentidos garantizando la funcionalidad del sistema. Caso contrario al actuador de simple efecto en el cual se puede observar que cuenta con carreras y cargas limitadas.

1.3.1.1 Cilindros de doble efecto neumático.

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan trabajo tanto en avance como en retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras).

Figura 1.13 Cilindro de doble efecto



1. Camisa, 2. Tapa posterior, 3. Tapa anterior, 4. Émbolo, 5. Collarín obturador, 6. Casquillo del cojinete, 7. Aro rascador, 8. Junta dinámica, 9. Anillos toroidales.

Tomado de: Ingeniería de Máquinas [8]

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que, por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento.

No se debe olvidar que estos actuadores consumen prácticamente el doble que los de simple efecto, al necesitar inyección de fluido para producir tanto la carrera de avance como la de retroceso.

1.3.2 Cálculo de cilindros.

Se analizarán brevemente los principales aspectos a tener en cuenta a la hora de calcular un cilindro. No obstante, lo más recomendable es acudir siempre a los datos aportados por el fabricante donde se nos mostrarán tablas para los esfuerzos desarrollados, máximas longitudes de flexión y pandeo, etc.

1.3.2.1 Fuerza del émbolo.

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende principalmente de la presión del aire, del diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas (representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada). La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente ecuación tomada de Ingeniería de Máquinas [8]:

$$F_n = (P \cdot A) - F_R \quad (1.10)$$

Dónde: F_n : fuerza efectiva o real del émbolo.

P : presión

A : área

F_R : fuerza de rozamiento (3-20%)

En la práctica, es necesario conocer la fuerza real que ejercen los actuadores. Para determinarla, también hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 900 kPa / 4 a 9 bar) se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

1.3.2.2 Longitud de carrera

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire y precio de los actuadores.

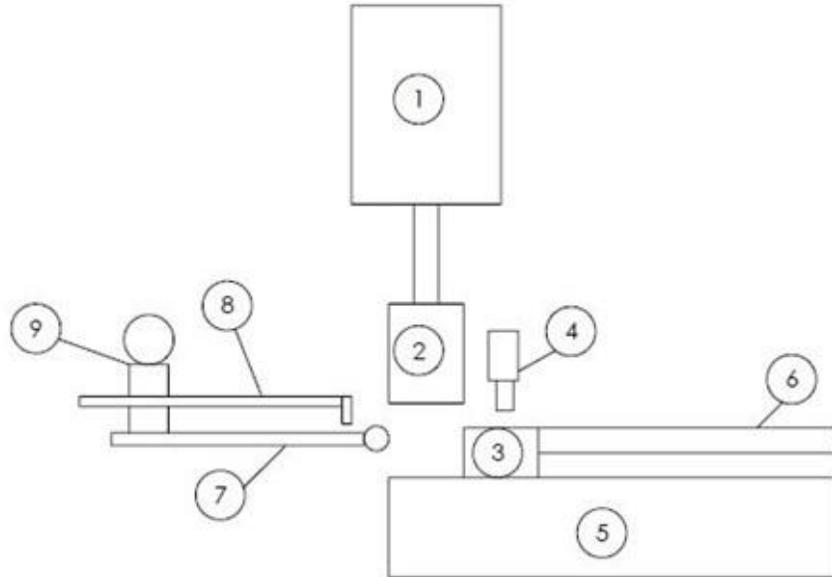
1.3.2.3 Velocidad de émbolo

La velocidad media del émbolo, en cilindros estándar, está comprendida entre 0,1 y 1,5 m/s. Con cilindros especiales (cilindros de impacto) se alcanzan velocidades de hasta 10 m/s.

CAPÍTULO 2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES PARA CONTRUCCIÓN DE LA CIZALLA

Durante este capítulo se realizará el diseño y la selección de elementos para la construcción de la cizalla, finalmente se realizara el diseño del sistema neumático que permitirá el movimiento de la cuchilla, pisadores y mesa de descarga. Se realizara un esquema con las partes principales de la máquina para facilitar la elaboración y entendimiento del proyecto.

Figura 2.1 Esquema general de la cizalla



1. Actuador, 2. Cuchilla superior, 3. Cuchilla inferior, 4. Pisador, 5. Bancada, 6. Mesa de trabajo, 7. Mesa de descarga, 8. Tope, 9. Carro.

2.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.

Debe diseñarse una estructura capaz de soportar las reacciones generadas por la cuchilla en el instante de realizar el corte. Antes de iniciar con los cálculos de la estructura, lo primero que debe hacerse es calcular la fuerza necesaria para realizar el corte de la lámina de acero al silicio, seleccionar el actuador y posteriormente con estos datos entrar al diseño de la estructura.

2.1.1 Cálculo de fuerzas para el corte de la lámina de acero al silicio.

Utilizando las ecuaciones 1.9 y 1.8 se encontrara la fuerza necesaria para realizar el corte:

$$s' = \frac{h}{\tan(\delta)} \quad (1.9)$$

$$F = K \cdot h \cdot s' \cdot \tau \quad (1.8)$$

Datos:

$h = 2$ mm Tomado de Standard Handbook for Electrical Engineers [42]

$\sigma_u = 490$ MPa ver anexo 1 tomado de Selection of Electrical Steels for Magnetic Cores [1]

$\delta = 4^\circ$ según el Manual del Constructor de Maquinas [10]

$K = 0,25$ según Cárdenas [5]

Utilizando h y δ en la ecuación 1.9 se obtiene:

$s' = 0,029$ m

Reemplazando s' en la ecuación 1.8 y utilizando K , h y σ_u se obtiene:

$F = 7007,33$ N ≈ 7008 N

La fuerza necesaria para realizar el corte de la lámina de acero al silicio debe ser $F \geq 7008$ N

2.1.2 Cálculo del juego en el cizallado.

Se utiliza la ecuación 1.1 para un $h=2$ mm se obtiene:

$$D = \frac{h}{25}$$

$D = 0,08$ mm

El juego entre las cuchillas será de 0,08mm

2.1.3 Selección del material de la hoja de corte.

2.1.3.1 Material seleccionado.

El material seleccionado para las cuchillas de la cizalla es el acero S-7 ya que por sus propiedades físicas y mecánicas es ideal para el trabajo en frío.

- Datos generales.

Análisis: C= 0.50%, Si= 0.3%, Mn=0.7%, Cr=3.2%, Mo=1.4%

Estado de suministro: Recocido blando á aprox. 200 HB

El acero S-7, es un acero aleado con cromo-molibdeno, el cual se caracteriza por:

- Alta tenacidad
- Excelente resistencia al desgaste
- Alta resistencia a la compresión
- Buenas propiedades durante el templado
- Buena maquinabilidad
- Buena estabilidad dimensional durante el templado

La estructura del acero S-7, templado desde 940°C y revenido dos veces a 200°C, consiste de carburos, martensita revenida y aproximadamente 8% de austenita.

El acero S-7 posee una favorable combinación de tenacidad y resistencia al desgaste para servicio pesado de cortado y formado. Resulta ideal para cizallas cortas y herramientas de corte, ya sea en caliente o en frío. Otras aplicaciones incluyen punzones para remachar, cinceles, dados para cabecear en frío.

2.1.4 Cálculo y selección de actuadores.

2.1.4.1 Cilindro principal.

Este cilindro 1.1 será el encargado de generar el movimiento de la cuchilla superior para realizar el corte, se sabe que la fuerza que debe proporcionar debe ser mayor a 10964N, por lo que se procede a utilizar la ecuación (1.10) sin tener en cuenta las fuerzas de rozamiento para obtener un cálculo aproximado del diámetro del embolo y posteriormente seleccionar un cilindro estándar del Catálogo A.r.t Pneumatic Equipment [12] ver anexos B y C.

- Cálculo del cilindro:

Se tienen los siguientes datos: $F_n = 7008\text{N}$ y $P = 9\text{ bar} = 911,925\text{ KPa}$

Utilizando la ecuación (1.10) y suponiendo que la fuerza de rozamiento es de 20% (caso más crítico) encontramos el diámetro del cilindro:

$$F_n = (P \cdot A) - F_R \quad (1.10)$$

Diámetro= 118,7 mm

- Selección del cilindro

Con el diámetro calculado y utilizando los anexos B y C se seleccionó el siguiente cilindro:

- Referencia: CA125150X
- Diámetro del cilindro= 125mm
- Presión: 9 bar
- Carrera= 150mm
- Fuerza en extensión: $F_1 = 11049\text{N}$
- Fuerza en retracción: $F_2 = 10325\text{N}$
- Cantidad: 1

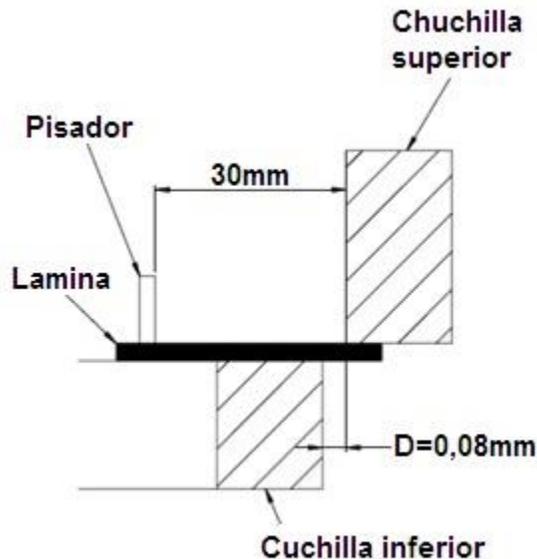
2.1.4.2 Cilindros secundarios.

Se utilizarán 3 cilindros secundarios. Dos se encargarán de generar el movimiento de los pisadores de la materia prima para disminuir el momento generado en el material de trabajo por la acción de la cuchilla superior. El cilindro 1.4 se encargará de generar la inclinación de la mesa de descarga para que el material cortado caiga a una bandeja de almacenamiento.

- Cilindros para pisador (cilindros 1.2 y 1.3)

Por cuestiones de diseño el pisador estará ubicado a 30 mm del borde de la cuchilla inferior. La función principal de estos cilindros es generar una fuerza para anular el momento que se presenta en la materia prima a la hora de realizar el corte, por lo cual se supondrá que la lámina trabaja como una viga empotrada (por el pisador) para encontrar la reacción vertical en el empotramiento. Por último se realizara el cálculo del diámetro del cilindro utilizando la ecuación (1.10).

Figura 2.2 Esquema de la lámina con acción del pisador y las cuchillas



- Se determinan las reacciones en los apoyos.

$$R_B = 11078,464$$

$$R_A = 29,464N$$

Para anular el momento es necesario que los actuadores que se van a utilizar para el movimiento del pisador generen una fuerza mayor a 29,464N.

- Cálculo del cilindro.

Se utiliza la ecuación (1.10) para realizar el cálculo del diámetro del émbolo. Se toma una fuerza efectiva de 30 N, una presión de 9 bares y se supondrá que la fuerza de rozamiento es de 20% (caso más crítico).

$$F_n = (P \cdot A) - F_R \quad (1.10)$$

$$\text{Diámetro} = 7,77\text{mm} \approx 8\text{mm}$$

El diámetro necesario para que el cilindro genere una fuerza con las condiciones dadas es de 8 mm.

- Selección del cilindro.

Comercialmente se pueden encontrar cilindros con un diámetro de 12 mm en adelante por lo cual se seleccionaron los siguientes cilindros de doble efecto utilizando el anexo D tomado de Catálogo Cilindros compacto ADN/AEN, ISO 21287 [19]:

- N° art: 536213
- Tipo: ADN-12-15-I-P-A
- Diámetro del émbolo: 12 mm
- Carrera: 15 mm
- Cantidad: 2

- Cálculo de fuerza del cilindro.

Se utiliza la ecuación (1.10) para realizar el cálculo de la fuerza real del émbolo del cilindro seleccionado:

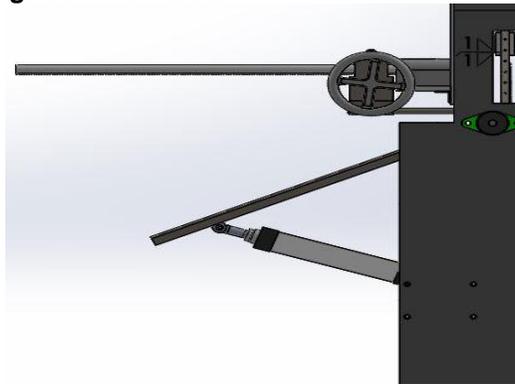
$$F_n = (P \cdot A) - F_R \quad (1.10)$$

$$F_n = 98,7339N$$

- Cilindro para la mesa de descarga.

Este cilindro 1.4 estará encargado de generar la inclinación de la mesa de descarga para que el material caiga por gravedad sobre una bandeja de almacenamiento. La mesa de descarga tendrá un espesor de 1/8" y una masa aproximada de 31,5 kg. El cilindro tendrá una sujeción pivote macho-hembra para obtener un ángulo que permitirá la caída del material cortado.

Figura 2.3 Mesa de descarga con inclinación



- Cálculo del cilindro.

La peso de la mesa de descarga más el material cortado es de 910N. Se utilizará la ecuación (1.10) para realizar el cálculo del cilindro. Se debe tener en cuenta que se está trabajando con una presión de 9 bares y se supondrá que la fuerza de rozamiento es de 20% (caso más crítico).

$$F_n = (P \cdot A) - F_R \quad (1.10)$$

Diámetro=38mm

- Selección del cilindro.

De los anexos B y C se seleccionó el siguiente cilindro:

- Referencia: CA40200X
- Diámetro del cilindro= 40 mm
- Presión: 9 bar
- Carrera= 200mm
- Fuerza en extensión: $F_1=1131$ N
- Fuerza en retracción: $F_2=950$ N
- Cantidad: 1

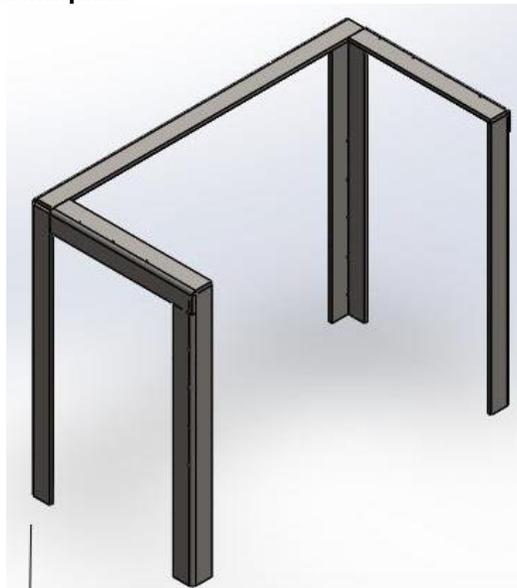
2.1.5 Diseño de la estructura

Se ha dividido la estructura en dos parte principales: la bancada y la carcasa

2.1.6 Diseño del bastidor

El bastidor de la máquina constará de perfiles que funcionaran como soporte, placas laterales, tapas y un soporte para un eje en voladizo. Loes perfiles soportaran el peso de la máquina y la fuerza generada por el actuador principal (actuador 1.1) y unirá las dos placas laterales. La tapa de la carcasa estará encargada de soportar la fuerza suministrada por el actuador. Por la disposición de la máquina hay un perfil que soportara más cargas por lo que se harán los cálculos pertinentes y se seleccionará el perfil adecuado. Como este perfil es el más crítico los demás perfiles serán iguales a éste variando su longitud según su ubicación.

Figura 2.4 Estructura de la máquina



2.1.6.1 Cálculo de los perfiles

La estructura de la cizalla estará compuesta por perfiles que soportaran las fuerza generada por el actuador principal y la carga generada por el peso de la máquina. Se realizara el cálculo y la selección del perfil que soportara la fuerza generada por el

actuador 1.1 que es la mayor. Este perfil deberá soportar el peso de la estructura, las partes móviles de la máquina y servirá de apoyo para la mesa de trabajo. Los demás perfiles serán de la misma designación cambiando su longitud si es necesario. Adicional a estos perfiles la máquina tendrá unas tapas laterales y apoyos los cuales se utilizarán para dar una buena apariencia a la máquina.

Para analizar este perfil, se supondrá que trabaja como una viga apoyada en sus extremos y que estará sometida una carga puntual P_1 (fuerza del actuador) en el centro de la viga que sería el punto más crítico y a una carga distribuida (peso de la estructura). Se tienen las siguientes medidas y valores propuestos:

$$l=1220\text{mm}=1,220\text{m}$$

Masa de estructura y partes móviles: $M=200\text{kg}$

Se utiliza la siguiente ecuación tomada de Mecánica de Materiales [3].

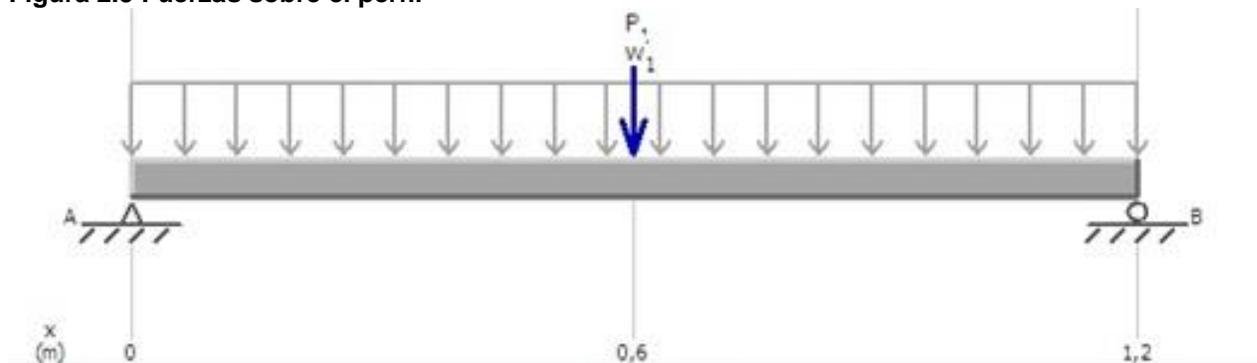
$$W_1 = \frac{M \cdot g}{L} \quad (2.1)$$

$W_1 = 1608,197\text{N}$; carga distribuida del peso de la carcasa y partes móviles.

$$P_1=11049\text{N}$$

Teniendo los valores propuestos de longitud y ancho de la placa se realizan los cálculos necesarios para encontrar el perfil.

Figura 2.5 Fuerzas sobre el perfil



- Se concentra la carga distribuida W_1 y se determinan las reacciones en los apoyos y el momento de flexión máximo utilizando teoría de resistencia de materiales tomadas de Mecánica de Materiales [3].

$$R_A = R_B = 6505,5\text{N}$$

$$M_1 = 3669,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Para la construcción del bastidor se utilizara un acero AISI 4340 recocido ya que por sus propiedades mecánicas es comúnmente utilizado en la fabricación de estructuras. Conociendo el límite a tracción del material y el momento de flexión máximo que sufre la viga se selecciona el perfil. Se utilizan las ecuaciones 1.2, 1.3 y 2.2 con $N=3$ tomadas de Mecánica de materiales [3]

Tabla 2.1 Propiedades físicas del acero AISI 4340

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico [E]	29732736,22	Psi
Coeficiente de Poisson	0,285	N/D
Módulo cortante	11603019,01	Psi
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	745	Mpa
Límite de compresión		
Límite elástico	470	MPa
Coeficiente de expansión térmica	1,23E-05	/K
Conductividad térmica	44,5	W/(m•K)
Calor específico	475	J/(kg•K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_u}{N} \quad (2.2)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} \quad (1.2)$$

$$W_x = \frac{I}{c} \quad (1.3)$$

$$W_x \geq 14,8 \text{ cm}^3 = 14,8 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

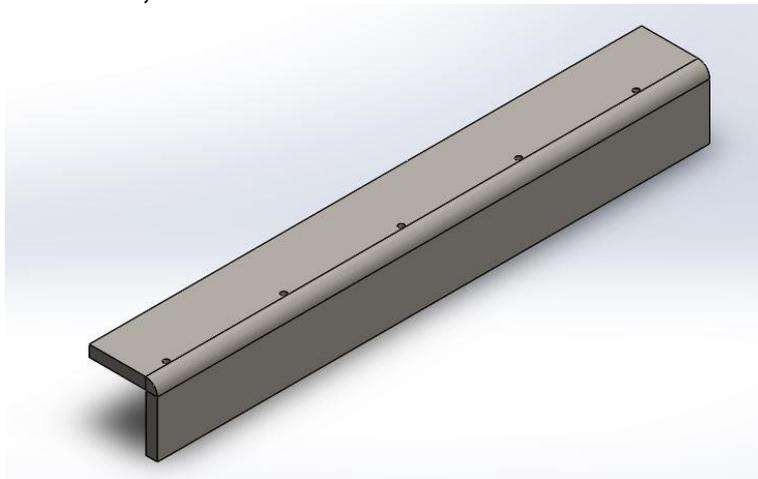
- Selección del perfil.

Con el módulo resistente calculado seleccionamos el perfil adecuado con el anexo E tomado de Mecánica de Materiales [3]:

Designación del perfil:

- L76×76×12,7 (Unidades SI)

Figura 2.6 Perfil L76×76×12,7

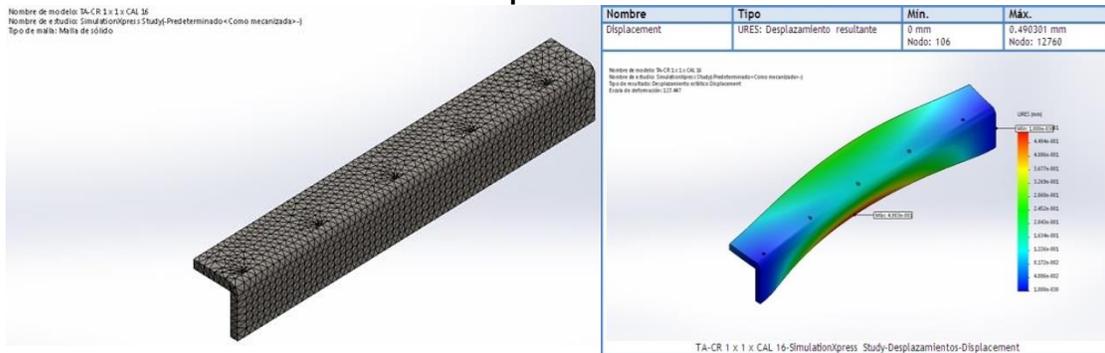


- Análisis de elementos finitos.

Se realizara un análisis de elementos finitos del perfil para observar cómo se comporta al aplicarle la fuerza de 13011 N provenientes del actuador y el peso de la estructura.

- Información de la malla:
 - Tipo de malla: malla sólida.
 - Mallador utilizado: malla estándar.
 - Puntos jacobianos: 4 puntos.
 - Tamaño de elementos: 10,2137 mm
 - Número total de nodos: 17143
 - Número total de elementos: 9822
 - Cociente máximo de aspecto:9,905
 - Factor de seguridad: 3

Figura 2.7 Análisis de elementos finitos del perfil

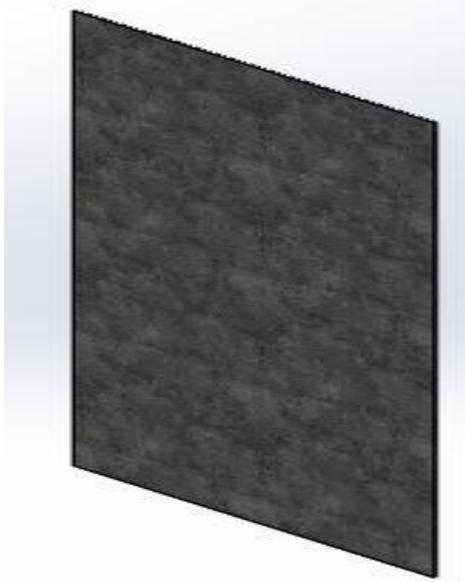


Con la malla mencionada anteriormente se realizó un análisis de elementos finitos al perfil que deberá soportar la fuerza generada por el actuador 1.1 de 11049N y se encontró en el análisis de desplazamiento tipo URES (desplazamiento resultante) que el desplazamiento mínimo es de 0 mm en los apoyos y el máximo es de 0,24mm en L/2 que es su zona más crítica. Por lo que podemos concluir que el perfil seleccionado es adecuado para esta aplicación y soportara la carga.

2.1.6.2 Tapas laterales de la estructura.

La función de estas placas es generar un buen aspecto a la máquina ya que las cargas estarán soportadas por la estructura de perfiles en L seleccionados anteriormente. Por lo dicho anteriormente y sabiendo que éstas placas no soportan cargas se diseñan con un espesor $h=2,5$ mm

Figura 2.8 Tapa lateral del bastidor

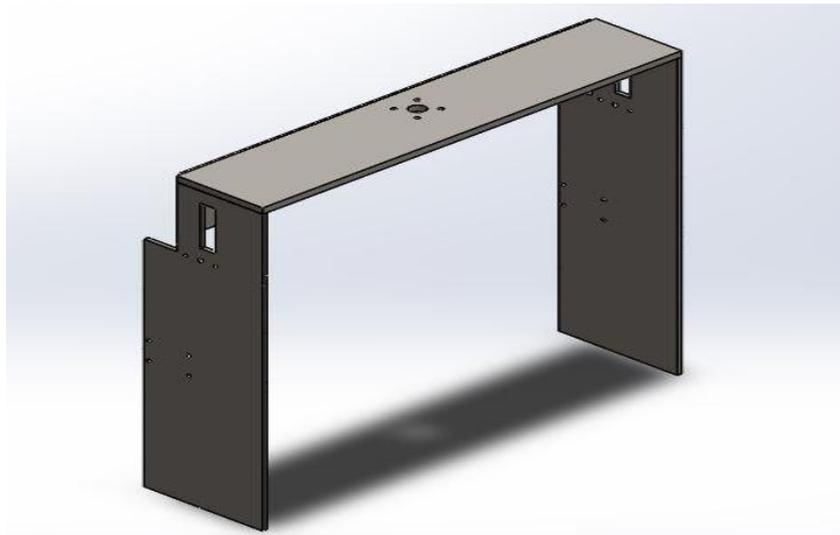


2.1.6.3. Diseño de la carcasa.

Esta parte de la máquina deberá soportar las cargas y momentos flectores que se generan en el momento que se realiza el corte de la materia prima.

La carcasa estará compuesta por dos placas laterales y una tapa que estará ubicada en la parte superior de la máquina, la cual deberá soportar la fuerza generada por el actuador.

Figura 2.9 Carcasa



- Diseño de la tapa

Para diseñar esta tapa, se supondrá que trabaja como una viga apoyada en sus extremos, que soporta una fuerza $P_1=10964\text{N}$ entregada por el actuador 1.1 para dar movimiento a la cuchilla superior. El actuador se encuentra sujetado en $L/2$. Para este

Se tienen las siguientes medidas y valores de I y b propuestos los cuales pueden cambiar si es necesario.

Datos:

$$l=1220\text{mm}=1,220\text{m}$$

$$b=250\text{mm}=0,25\text{m}$$

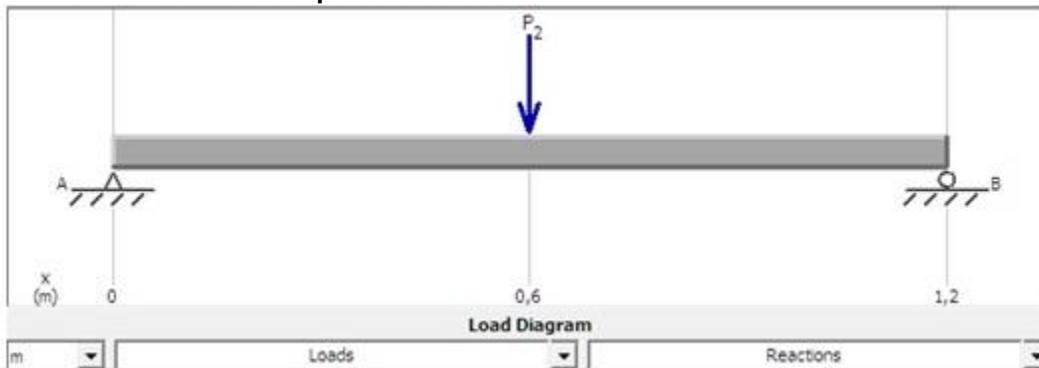
$$\text{Masa del actuador}=M=10\text{kg}$$

$$P= M\cdot g=10\text{kg}\cdot 9,81\text{m/s}^2=98,1\text{N}$$

$$\text{Fuerza generada por el actuador}=P_1=11049\text{N}$$

$$P_1=11147,1\text{N}$$

Figura 2.10 Fuerza sobre la tapa de la carcasa



Se determinan las reacciones en los apoyos y el momento flector máximo utilizando teoría de resistencia de materiales tomadas de Mecánica de Materiales [3].

$$R_B = R_A = 5573,55\text{N}$$

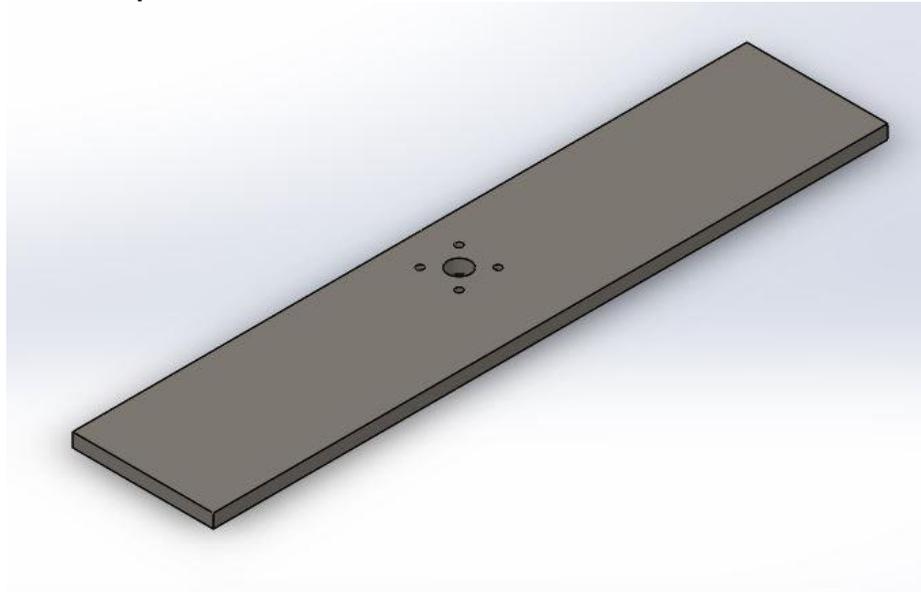
$$M_{\max} = 3399,8655\text{N}\cdot\text{m}$$

Reemplazando el valor de M_{\max} en la ecuación 1.2 se obtiene el valor del espesor h .

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{\max}\cdot c}{I} = \frac{6M}{bh^2} \quad (1.2)$$

$$h=1''$$

Figura 2.11 Placa superior de la carcasa

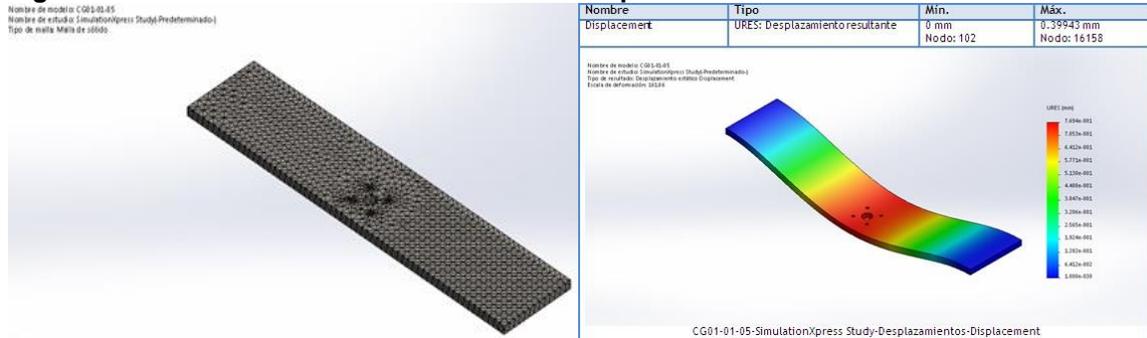


- Análisis de elementos finitos.

Se realizara un análisis de elementos finitos de ésta placa para observar cómo se comporta al aplicarle la fuerza de 11049 N provenientes del actuador.

- Información de la malla:
 - Tipo de malla: malla sólida.
 - Mallador utilizado: malla estándar.
 - Puntos jacobianos: 4 puntos.
 - Tamaño de elementos: 20,149B3 mm
 - Número total de nodos: 18102
 - Número total de elementos: 10479
 - Cociente máximo de aspecto: 4,4086
 - Factor de seguridad: 3

Figura 2.12 Análisis de elementos finitos de la tapa



Con la malla mencionada anteriormente se realizó un análisis de elementos finitos a la tapa de la carcasa que deberá soportar la fuerza generada por el actuador 1.1 de 11049N

y se encontró en el análisis de desplazamiento tipo URES (desplazamiento resultante) que el desplazamiento mínimo es de 0 mm en los apoyos y el máximo es de 0,39mm en L/2 que es su zona más crítica. Por lo que podemos concluir que el perfil seleccionado es adecuado para esta aplicación y soportara la carga.

2.1.6.4 Diseño de las placas laterales de la carcasa.

Éstas placas soportan esfuerzos normales y momentos flectores, por tanto, para el diseño de éstas se utilizara la teoría de esfuerzos combinados. Se utilizara la ecuación (1.2) tomada de Mecánica de Materiales [3] y la ecuación (1.4) tomada de Diseño de Elementos de Maquinas [35].

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} \quad (1.2)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1.4)$$

Se utiliza la figura 2.8 para realizar este cálculo ya que es necesario conocer las reacciones que se generan en los apoyos de la tapa que son los mismos que se generan en las placas laterales a la hora de realizar el corte.

Datos:

- $P_2=11049N$
- $L=1,2m$

$$R_A=R_B=6505,5N$$

$$M_A=M_B=1951,65Nm$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{19730,36N/m}{b}$$

$$\tau = \frac{MC}{I} = \frac{126838,01N/m}{b}$$

Reemplazando σ y τ en la ecuación (1.4) de esfuerzos combinados se hallara el espesor b de la placa.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1.4)$$

$$b = 1/2''$$

2.1.6.5 Cálculo del soporte para el eje cremallera.

Este soporte estará dispuesto en la parte posterior de la carcasa y debe soportar tanto el peso del eje cremallera como el peso del carro que genera el movimiento del tope. Se toma una fuerza aproximada $P=500N$ para trabajar con una fuerza crítica la cual permitirá calcular el espesor del soporte que se toma como una viga empotrada.

Por cuestiones de diseño y cálculo aproximado de los componentes que estarán dispuestos en este soporte se tienen los siguientes valores propuestos, los cuales pueden cambiar si es requerido:

P=500N

l=35cm=0,35m

b=1,220m

Figura 2.13 Fuerza P sobre el soporte para el eje cremallera

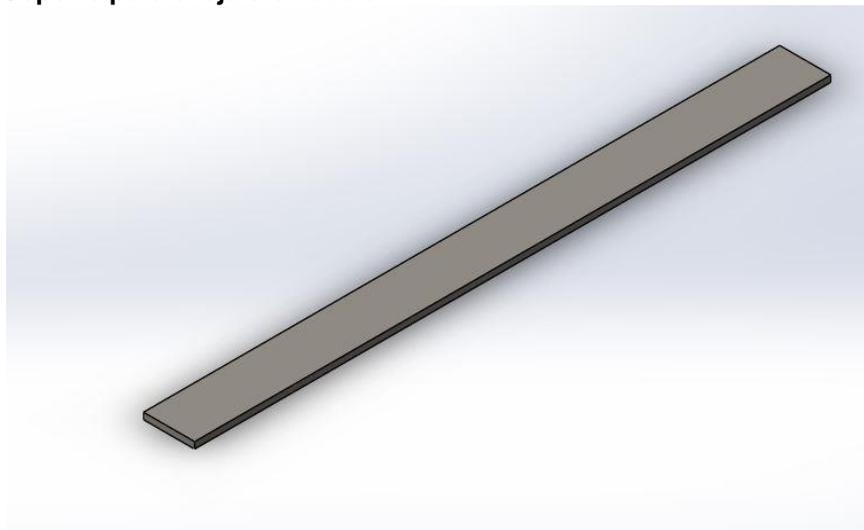


- Se determinan las reacciones en el empotramiento y utilizando la ecuación (1.2) se calcula el espesor h del soporte.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} = \frac{6M}{bh^2} \quad (1.2)$$

$h = 1/4''$

Figura 2.14 Soporte para el eje cremallera



2.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PARA EL MECANISMO DEL TOPE.

El mecanismo del tope es la parte de la máquina que restringirá la cantidad de material a cortar. Estará compuesto por un carro móvil que se desplazará junto con el tope a lo largo de un eje cremallera por accionamiento manual a través de una manivela. El carro estará compuesto por:

- Árbol (eje).
- Engranaje.
- Chaveta
- Rodamientos.

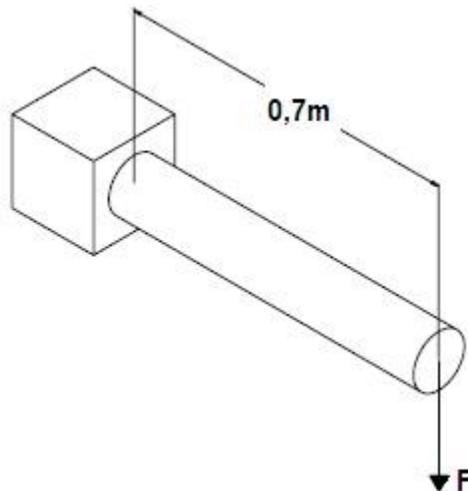
En el momento que el operario aplique un par torsor a la manivela, el árbol girará junto con la rueda que se desplazará sobre el eje cremallera para indicar la cantidad de material que se debe cortar. Se utilizarán dos carros iguales por lo que se diseñara el árbol, los engranajes, la chaveta y se calculará el diámetro del eje sobre el que se mecanizara la cremallera. Los rodamientos serán seleccionados de catálogos. Las especificaciones de los dientes de la cremallera serán igual que los del engranaje pero éste se deberá mecanizar.

2.2.1 Diseño del eje cremallera.

El carro que da movimiento al tope se desplazará sobre un eje que estará empotrado en el soporte ubicado en la parte posterior de la carcasa.

El cálculo del diámetro se realiza por medio de la teoría de resistencia de materiales tomado de Mecánica de materiales [3] y de esfuerzos combinados tomado de Diseño de Elementos de Máquinas [35]. Para realizar este cálculo es necesario tener el peso del carro y tope. Se toma un peso de 245,25 N que es la suma de los valores aproximados de las masas de los elementos que compondrán este sistema multiplicados por la gravedad.

Figura 2.15 Eje en el cual se mecanizara la cremallera



Utilizando las ecuaciones (2.3) (1.2) (2.4) tomadas de Mecánica de Materiales [3] y (1.4) tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35]. Con un coeficiente de seguridad de 2,5 se calcula el diámetro del eje. Para la construcción del eje seleccionamos un acero SAE 1020 estirado en frío para árboles poco cargados o de uso esporádico según Romero Piedrahita [35]. Esta referencia de acero tiene una resistencia última de 470MPa.

$$M_f = P_1 \times x \quad (2.3)$$

$$\sigma = \frac{M_f C}{I} \quad (1.2)$$

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (2.4)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1.4)$$

Con la ecuación (2.3) se calcula el momento flector máximo que es igual a:

$$M_f = 171,675 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (1.2) se calcula el esfuerzo normal causado por el momento flector para una sección circular:

$$\sigma = \frac{5493,6672 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

Utilizando la ecuación (2.4) se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza F.

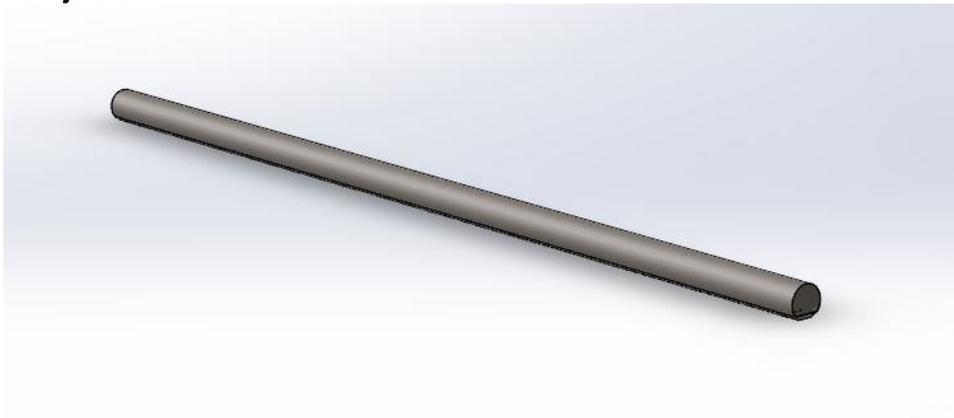
$$\tau = \frac{2616 \text{ N}}{\pi d^2}$$

Reemplazando los valores calculados de σ y τ en la ecuación (1.4) se obtiene el diámetro del eje con un factor de seguridad de 2,5.

$$d = 1''$$

- Se toma un diámetro de 1" debido a que los dientes de cremallera generan concentración de esfuerzos en el eje.

Figura 2.16 Eje cremallera



2.2.2 Diseño y selección de los elementos móviles para el carro transportador.

Este carro transportador estará apoyado en el eje cremallera diseñado en el numeral anterior y será el encargado de generar movimiento al tope determinando la cantidad de material a cortar.

2.2.2.1 Diseño del piñón y la cremallera.

El mecanismo piñón cremallera es el encargado de convertir un movimiento rotacional en un movimiento lineal para dar movimiento al tope.

Para este cálculo se utilizarán las ecuaciones de la teoría de transmisión de engranajes rectos tomadas de Diseño de Elementos de Máquinas [35]. Los cálculos se realizaran para el diseño de un sistema piñón-cremallera. Para este caso se supondrá que rueda se desenvolverá para formar la cremallera que se mecanizara sobre el eje calculado en el numeral 2.2.1.

Figura 2.17 Transmisión piñón cremallera



Tomado de: Direct Industry [9]

- Selección del material.

Para realizar el diseño de cualquier elemento de máquina se debe tener en cuenta el material a utilizar y este debe ser evaluado para saber si cumple con los requerimientos necesarios y que a su vez permita minimizar costos, por lo que se seleccionó un acero 1045 normalizado que puede ser usado para la construcción de engranajes de baja exigencia según Romero Piedrahita [35]. Algunos de estos datos se pueden observar en el anexo F tomado de Diseño de Elementos de Máquinas [35].

Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del acero 1045 normalizado

1045 Normalizado	D(mm)= cualquiera
HRC en la superficie= 45-50	S_1 (mm)= cualquiera S_1 : Ancho
SH= 1,1	$\sigma_u = 600$ Mpa ; $\sigma_y = 320$ Mpa
Sf= 1,75	HB en el núcleo= 179...207

Para realizar los cálculos del piñón de dientes rectos se utilizan las siguientes ecuaciones tomadas de Diseño de Elementos de Maquinas [35]

$$\text{Límite de resistencia al contacto de la rueda y piñón: } \sigma_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} \quad (2.5)$$

$$\text{Distancia entre centros: } a_w = k_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{T2} \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} \quad (2.6)$$

$$\text{Ancho del diente: } b_w = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (2.7)$$

$$\text{Módulo: } m = \frac{b_w}{\psi_m} \quad (2.8)$$

$$\text{Sumatoria del número de dientes: } z'_{\Sigma} = \frac{(2 \cdot a_w)}{m} \quad (2.9)$$

$$\text{Número de dientes: } z'_1 = \frac{z'_{\Sigma}}{(\dot{i}_{Recto} + 1)} \quad (2.10)$$

$$\text{Paso: } P = \pi \times m \quad (2.11)$$

$$\text{Diámetro primitivo: } d_1 = z'_1 \cdot m \quad (2.12)$$

$$\text{Diámetro exterior: } d_{a1} = d_1 + 2m \quad (2.13)$$

$$\text{Diámetro interior: } d_{f1} = d_1 - 2m \quad (2.14)$$

Se tiene los siguientes valores tomados de tablas y teoría del libro Diseño de Elementos de Máquinas [35]:

$S_H = 1,1$ (ver tabla 2.2); $\sigma_{H \text{ lim}} = 557 \text{ MPa}$ (Anexo F); $k_a = 490 \text{ MPa}$; $K_{HB} = 1,4$ (anexo F); $u = 4$ (Anexo G); $\psi_{ba} = 0,3$ (Anexo G); $\psi_m = 30 \text{ mm}$ según Romero Piedrahita [32]; $M_{T2} = 100 \text{ Nm}$ tomado Biomecánica Funcional [11], que es el momento torsor generado por las extremidades superiores de una persona promedio y en este caso utilizado para dar movimiento al mecanismo del tope.

Reemplazando S_H y $\sigma_{H \text{ lim}}$ en (2.5) se obtiene el límite de resistencia al contacto de la rueda y piñón:

$$\sigma_H = 506,37$$

Utilizando la ecuación (2.6) y conociendo el valor del límite de resistencia al contacto (σ_H), el coeficiente complementario dimensional (k_a), la relación de transmisión (u), el factor de carga de cara para los esfuerzos de contacto (K_{HB}), el parámetro para reducir dimensiones de la transmisión (ψ_{ba}) y el momento torsor del eje (M_{T2}) se calcula la distancia entre centros.

$$a_w = 119 \text{ mm}$$

Conociendo la distancia entre centros y ψ_{ba} , se utiliza la ecuación (2.7) para encontrar el ancho del diente:

$$b_w = 36 \text{ mm}$$

Reemplazando b_w y ψ_m en la ecuación (2.8) se obtiene el módulo:

$$m = 1,5$$

Reemplazando a_w y m en la ecuación (2.9) se obtiene:

$$z'_{\Sigma} = 159$$

Reemplazando $\dot{i}_{Recto} = 4$ y z'_{Σ} en (2.10) se obtiene:

$$z'_1 = 32$$

Reemplazando m en la ecuación (2.11) se obtiene:

$$P = 4,72$$

Con el valor de z'_1 , m y utilizando la ecuación (2.12) se obtiene el diámetro primitivo:

$$d_1 = 48 \text{ mm}$$

Reemplazando d_1 y m en las ecuaciones (2.13) y (2.14) se obtienen los diámetros exterior e interior:

$$d_{a1} = 51 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 45 \text{ mm}$$

El piñón diseñado tiene las siguientes características y dimensiones:

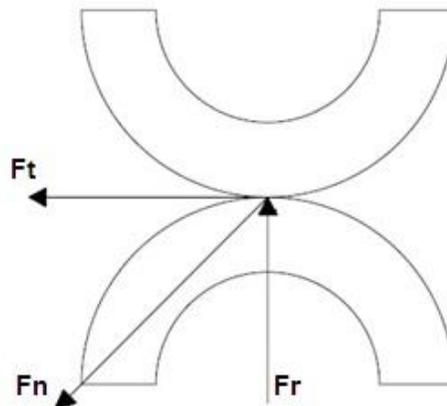
- Módulo = 1,5
- Ancho del diente = 36 mm
- Número de dientes = 32
- Paso = $1,5\pi$
- Diámetro primitivo = 48 mm
- Diámetro exterior = 51 mm
- Diámetro interior = 45 mm
- Fuerza a transmitir = 100 Nm
- Material: acero 1045 normalizado
- Diámetro nominal: este diámetro se conocerá en el siguiente numeral al momento de calcular el diámetro del árbol bajo la sección de la rueda.

Ya que este piñón será accionado manualmente y con intervalos de tiempo largos dependiendo de las dimensiones que se soliciten para las láminas de acero al silicio no necesitará una lubricación constante por goteo. El operario de la máquina decidirá en que momento será necesario aplicar una capa de lubricante sobre la cremallera para facilitar el desplazamiento del piñón sobre ésta.

Los dientes de la cremallera se deben mecanizar sobre el eje con las mismas dimensiones y características que los dientes del piñón.

- Cálculo de las fuerzas de transmisión de engranajes.

Figura 2.18 Esquema de fuerzas en la transmisión



Se procede a calcular la fuerza radial, fuerza axial y fuerza circular con las siguientes ecuaciones tomadas de Diseño de Elementos de Máquinas [35].

$$F_{radial}: F_r = F_t' \cdot \tan \alpha \omega = F_t \cdot \tan\left(\frac{\alpha \omega}{\cos \beta}\right) \quad (2.15)$$

$$F_{axial}: F_a = F_n = F_t \cdot \tan \beta \quad (2.16)$$

$$F_{circular}: F_t = \frac{2M_{t2}}{d_1} \quad (2.17)$$

Utilizando las ecuaciones (2.15), (2.16) y (2.17) y conociendo M_{T2} , d_1 , $\beta=0$ y $\alpha_\omega=20^\circ$ se pueden realizar los respectivos cálculos de las fuerzas (Axial, radial, circular) que actúan en la transmisión de engranajes.

$$F_t = 4,1666 \text{ KN}$$

$$F_a = 0$$

$$F_r = 1,51652 \text{ KN}$$

2.2.2.2 Diseño del árbol.

Los árboles a diferencia de los ejes están destinados para la transmisión de momentos de torsión y en la mayoría de los casos para la sustentación sobre ellos de diferentes elementos de máquinas que giran junto con ellos con respecto a los rodamientos (engranajes, poleas, etc.); los árboles son conductores de energía mecánica.

- Cálculo de proyecto del árbol.

En el cálculo de proyecto se determina el diámetro del extremo saliente del árbol o el diámetro bajo los piñones para el árbol intermedio después variando de 2 a 5 mm cada escala siguiente se obtendrán los diámetros restantes. Para generar el giro de este árbol se aplicara un momento torsor aproximado $M_T = 100 \text{ N.m}$. Biomecánica Funcional [11]. Para el cálculo del diámetro el árbol tenemos la siguiente ecuación tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_T}{0,2 \cdot \tau_y}} \quad (2.18)$$

Donde:

M_T : es el momento de torsión ($\text{N} \cdot \text{mm}$) = $100000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

τ_y : es el esfuerzo permisible a torsión = ($20 \dots 25 \text{ MPa}$) para el diámetro del extremo saliente del árbol y ($10 \dots 20 \text{ MPa}$) para el diámetro bajo los engranajes.

Reemplazando estos valores en la ecuación (2.18) tenemos:

$$d_1 \approx 30 \text{ mm}$$

$$d_2 \approx 37 \text{ mm}$$

- Se descomponen las fuerzas que actúan en los planos

En este caso las fuerzas radial y circular son las que actúan en los planos vertical y horizontal y se descomponen así.

$$F_{t_y} = F_t \times \cos(0) = 4,1666KN. \cos(0) = 4,1666KN$$

$$F_{t_x} = F_t \times \text{sen}(0) = 4,1666KN. \text{sen}(0) = 0$$

$$F_{r_y} = F_r \times \text{sen}(0) = 4,1666KN. \text{sen}(0) = 0$$

- Cálculo de las fuerzas resultantes

Estas son las fuerzas resultantes en los planos vertical y horizontal del engrane

$$F'_y = F_{t_y} - F_{r_y} = 4,1666KN - 0 = 4,1666KN$$

$$F'_x = F_{t_x} - F_{r_x} = 0 - 1,516KN = 1,516KN$$

- Cálculo de las fuerzas de reacción en los dos planos

- En el plano vertical:

$$B_y = 2,0833KN$$

$$A_y = 2,0833KN$$

- En el plano horizontal:

$$B_x = 758N$$

$$A_x = 758N$$

-Cálculo de los momentos de flexión en los planos

$$M''_y = 64,5823KN. mm$$

$$M''_x = 23,498KN. mm$$

-Cálculo de los momentos flectores resultantes bajo la sección utilizando la siguiente ecuación tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35].

$$M_2 = \sqrt{M''_y^2 + M''_x^2} \quad (2.19)$$

$$M_2 = 68,7243KN. mm$$

-Cálculo del momento equivalente debido a la flexión y torsión juntamente utilizando la siguiente ecuación tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35].

$$M_{E_2} = \sqrt{M_2^2 + M_T^2} \quad (2.20)$$

$$M_{E_2} = 121338,49N. mm$$

-Cálculo de las reacciones totales en los apoyos

Estas reacciones se calculan referidas a un plano, las cuales se necesitan en el momento de seleccionar el rodamiento.

$$R_A = 2216,9N$$

$$R_B = 2216,9N$$

-Selección de material para el árbol.

Para la construcción del árbol se selecciona un acero 1045 normalizado ya que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación, puede ser fácilmente mecanizado y suele utilizarse para la fabricación de ejes o árboles de maquinaria de resistencia media. Las propiedades mecánicas principales se pueden ver en los Anexos H e I tomados de Diseño de Elementos de Máquinas [35]:

$$\sigma_y = 320 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_u = 600 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_{1f}(S'y) = 270 \text{ N/mm}^2; \quad \tau_{-1} = 160 \text{ N/mm}^2; \quad \beta = 0,95; \\ K_\sigma = 2,15$$

-Cálculo del esfuerzo permisible para el material del árbol.

Este cálculo se realiza con la siguiente ecuación tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35]:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon \cdot \beta \cdot K_L}{[N] \cdot K_\sigma} \quad (2.21)$$

$$[\sigma_{-1}] = 34,99 \text{ N/mm}^2$$

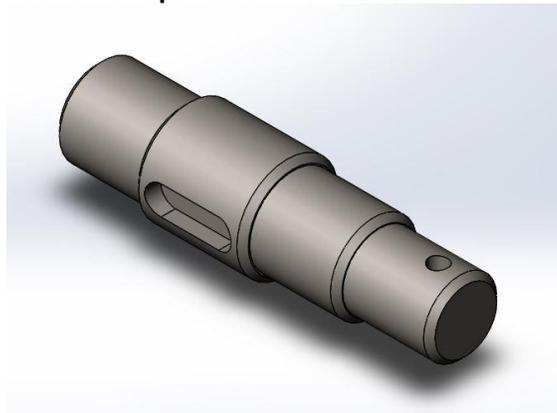
-Cálculo de los diámetros del árbol en la sección peligrosa

Este cálculo se realiza bajo la sección de la rueda dentada. Se realiza con la siguiente ecuación tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35]:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{E2}}{0,1[\sigma_{-1}]}} \quad (2.22)$$

$d' = 33\text{mm}$; Éste es el diámetro bajo la sección de la rueda dentada, por consiguiente 33mm será el diámetro nominal de la rueda.

Figura 2.19 Árbol para el carro transportador



2.2.2.3 Cálculo y diseño de la chaveta.

Esta chaveta estará ubicada entre el eje y la rueda que transmitirá la fuerza aplicada por el operario de la máquina para dar movimiento al tope que restringirá la cantidad de material a cortar.

Para el diámetro del eje $d'=33\text{mm}$, se seleccionan las dimensiones de chavetas prismáticas estandarizadas (ver Anexo J).

$h=8\text{ mm}$; $b=10\text{ mm}$; chaflán máx=0,6 mm

En las ecuaciones tomadas de de Diseño de Elementos de Máquinas [35], muestra el respectivo cálculo del esfuerzo de aplastamiento para las chavetas, siempre y cuando éste no supere un esfuerzo de aplastamiento permisible el cual lo da el material.

$$\sigma_{aplas} = \frac{4M_T}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{aplas}] \quad (2.23)$$

$$\tau = \frac{2M_T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau] \quad (2.24)$$

- Cálculo de la longitud l_p de la chaveta.

Utilizando la ecuación (2.23) se calcula la longitud l_p de la chaveta y tomando $[\sigma_{aplas}] = 80\text{MPa}$ ya que se le dará un ajuste de transición.

Se tienen los siguientes valores: $M_T=100\text{Nm}$; $b=8\text{mm}$; $l_p=36 \times 10^{-3}\text{m}$; 33mm .

$$\sigma_{aplas} = 42,08\text{MPa} \leq 80\text{MPa}$$

Como el esfuerzo de aplastamiento es menor que el permisible podemos tomar una longitud para la chaveta igual a la longitud de la rueda.

2.2.2.4 Cálculo y selección de los rodamientos.

- Cálculo de carga dinámica para los rodamientos

La carga dinámica C se calcula con la siguiente ecuación tomada de Catálogo WL41 520/3 SB de rodamientos [13]:

$$\left(\frac{c}{p}\right)^\rho = L \quad (2.25)$$

Dónde:

c : Carga dinámica.

p : Carga dinámica equivalente.

ρ : Exponente.

Al despejar la carga dinámica se obtiene la siguiente ecuación:

$$c = e^{\left(\frac{\ln(L)}{\rho}\right)} \cdot p \quad (2.26)$$

Donde se tiene que $p = xF_r + yF_a$; en esta ecuación se define que los valores de $x=0,54$ y para $y=0,81$.

$$p = 0,81864\text{KN}$$

$\rho = 3$ para rodamientos de bolas.

El cálculo de L se realiza con la siguiente ecuación:

$$L = (60 \cdot 10^{-6}) \cdot N \cdot L_h \quad (2.27)$$

Dónde

N : Revoluciones por minuto.

L_h : Se obtiene de la siguiente expresión:

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot 10 \cdot 0,82 \cdot 0,08333$$

$$L_h = 5985,76056$$

Con el valor obtenido de L_h podemos calcular L en la ecuación (2.27):

$$L = 6,1054$$

Ahora es posible realizar el cálculo de la carga dinámica para el eje usando la ecuación (2.27):

$$C = 1,5\text{KN}$$

- Cálculo de la carga estática para los rodamientos

La carga estática C_o se calcula bajo la siguiente ecuación tomada del Catálogo de Rodamientos FAG [13]:

$$C_o = F_s \cdot p_o \quad (2.28)$$

Dónde:

p_o : Carga estática equivalente y se calcula con la siguiente expresión:

$$p_o = F_r + 0,44F_a \quad (2.29)$$

F_s : Factor de seguridad. 1,0 ... 1,5 para exigencias normales.

- Cálculo de carga estática equivalente:

$$F_r = 1516\text{N}$$

$$F_a = 0$$

Reemplazando F_r y F_a en la ecuación (2.29):

$$p_o = 1516 \text{ N}$$

Reemplazando p_o y $F_s=1,5$ en la ecuación (2.28):

$$C_o = 2,3 \text{ kN}$$

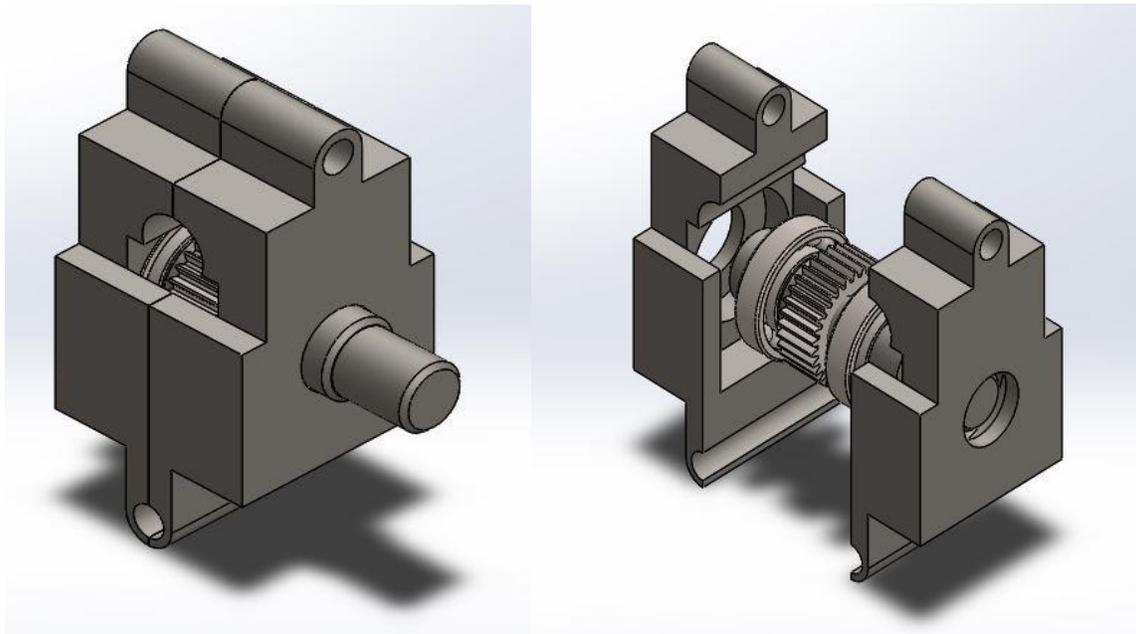
Con las cargas dinámicas y estáticas calculadas se realiza la selección del rodamiento respectivo que soporte dichas cargas. Este rodamiento para el mecanismo es seleccionado del catálogo de rodamientos FAG (anexo K) tomado del Catálogo de Rodamientos FAG [13].

Tabla 2.3 Características del rodamiento seleccionado

Rodamiento FAG 6006	
Datos del rodamiento	
$V_{lim}=3200\text{min}^{-1}$	Peso=0,122kg
d=30mm	D=55mm
B=13	$r_s= 1\text{min}$
Capacidad carga dinámica C= 12,7 kN	Capacidad carga estática $C_o= 8 \text{ kN}$

En la siguiente figura se mostrara el carro transportador y la disposición de los elementos que se diseñaron y seleccionaron.

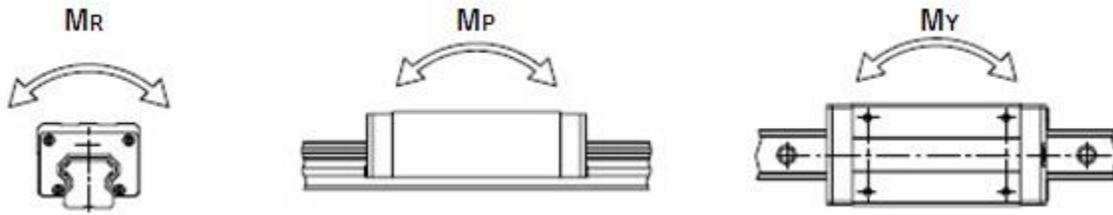
Figura 14 2.20 Carro transportador para el mecanismo del tope



2.2.3 Selección de las guías para la cizalla.

De acuerdo con el diseño de la cizalla y las necesidades que se necesitan suplir para que la cizalla mantenga un deslizamiento vertical sin atascarse se han seleccionado las guías lineales con carril-guía (figura 2.21). Para seleccionar el patín adecuado es necesario realizar el cálculo de los momentos que se generan en los dos empotramientos (patines) por la fuerza de 11049N entregados por el actuador.

Figura 2.21 Movimientos restringidos por el patín



Tomado de: Catálogo de Guías Lineales NCK [32]

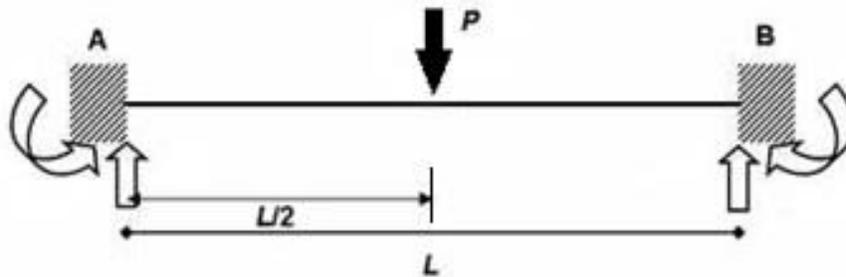
2.2.3.1 Cálculo de momentos en los patines

Por el diseño que tiene la cizalla y la disposición de los patines es importante realizar el cálculo de los momentos M_p que se generarán en cada patín. Para esto se tomara la cuchilla como una barra doblemente empotrada y se supondrá que el primer punto de contacto de la cuchilla con la lámina de acero al silicio es en $L/2$ ya que este sería el caso más crítico.

$$P=11049N$$

$$L=1,197m$$

Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla empotrada en los patines



$$R_B = R_A = 5524,5 N$$

$$M_A = M_B = 1,7 kN \cdot m$$

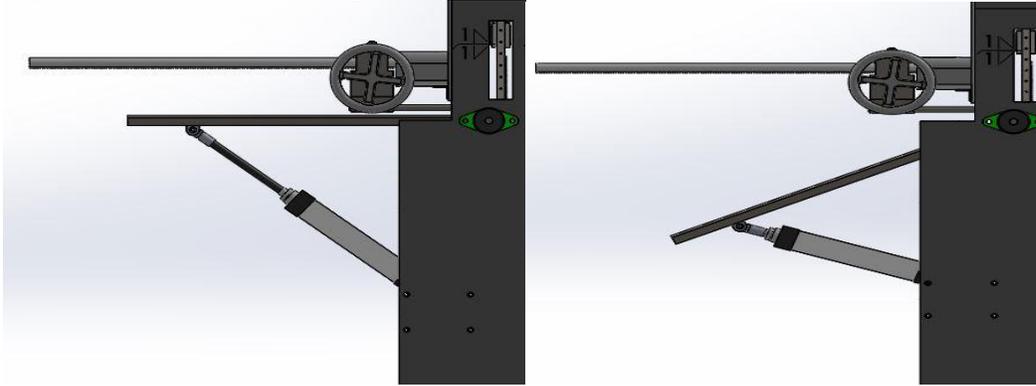
2.2.3.2 Selección del patín.

Se debe seleccionar un patín cuyo M_p sea mayor a $1,7kN \cdot m$ ya que esto garantizaría que el patín se deslizará sobre su guía sin problema. Para la selección del patín utilizamos el catálogo de guías lineales NSK Modelo No. LAS15FL/FLZ (ver Anexo L y M) Tomados de Catálogo de Guías Lineales NCK [32]

2.2.4 Selección de componentes para la mesa de descarga.

La mesa de descarga contará con un cilindro que avanzara y retrocederá con el fin de generar un ángulo que deberá ser calculado para que el material cortado caiga a una bandeja de almacenamiento por medio de gravedad. Además estará compuesta por un par de chumaceras, un eje que funcionará como pivote para el movimiento angular de la bandeja a la cual estará soldado.

Figura 2.23 Mesa de descarga con y sin inclinación



2.2.4.1 Cálculo del eje.

El cálculo del diámetro del eje se realiza por medio de la teoría de resistencia de materiales tomado de Mecánica de materiales [3] y de esfuerzos combinados tomado de Diseño de Elementos de Máquinas [35]. Para realizar este cálculo importante tener en cuenta que debe resistir una fuerza 11049N que es la reacción del material de trabajo al impacto de la cuchilla.

2.2.4.2 Diseño del eje.

Utilizando las ecuaciones (2.3) (1.2) (2.4) tomadas de Mecánica de Materiales [3] y (1.4) tomada de Diseño de Elementos de Máquinas [35]. Con un coeficiente de seguridad de 2,5 se calcula el diámetro del eje. Para la construcción del eje seleccionamos un acero SAE 1045 Cold Roll ya que es acero usado comúnmente en la fabricación de ejes y árboles de resistencia media y puede ser fácilmente mecanizado. Esta referencia de acero tiene una resistencia última de 625MPa.

$$M_f = P_1 \times x \quad (2.3)$$

$$\sigma = \frac{M_f c}{I} \quad (1.2)$$

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (2.4)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1.4)$$

$$d \approx 15mm$$

2.2.4.3 Selección de la chumacera.

Se selecciona la siguiente chumacera del anexo O tomado del Catálogo de Chumaceras No. 2400-IX/S [33].

- Número de la chumacera: UCFLG202D1
- Diámetro del eje: 15 mm

2.2.4.4 Cálculo del ángulo de la mesa.

Para este cálculo se deberá tener en cuenta el coeficiente de fricción entre la mesa y la lámina de acero al silicio (Acero-Acero). Dichos coeficientes dependen de la condición exacta de las superficies, sus valores raras veces se reconocen con una precisión superior al 5%. Algunos valores aproximados de coeficientes de fricción estática para distintas superficies son los siguientes y los valores correspondientes del coeficiente de fricción cinética (μ_k) serían alrededor de 25% menos.

Tabla 2.4 Valores aproximados del coeficiente de fricción para distintas superficies

Materiales	Coef. De Fricción Estática μ_s
Acero-Acero	0,15 - 0,60
Acero-Madera	0,20 - 0,60
Acero-Piedra	0,30 - 0,70
Acero-Cuero	0,30 - 0,60
Madera-Madera	0,25 - 0,50
Madera-cuero	0,25 - 0,50
Piedra-Piedra	0,40 - 0,70
Tierra-Tierra	0,20 - 1,00
Hule-Concreto	0,60 - 0,90

Tomado de: **Physics for Scientists and Engineers [38]**

Para este caso se conocen las dimensiones de la lámina de acero al silicio, utilizando su volumen y densidad se puede conocer su masa con la cual se realizara el cálculo del ángulo al cual deberá estar la mesa para que la lámina se deslice por gravedad utilizando teoría de fricción estática. Posteriormente se realiza el cálculo del tiempo que tarda la lámina en deslizarse con el ángulo encontrado.

Datos: $L_1= 1\text{m}$; $L_2=0,67\text{m}$; $h=2\text{mm}$; densidad= 7650kg/m^3 tomada de Standard Handbook for Electrical Engineers [18].

Con la densidad del acero al silicio y el volumen máximo de la lámina que sería $1,5 \times 10^{-3} \text{m}^3$ se calcula la masa de ésta.

$$m= 10,71\text{kg}$$

Utilizando la ecuación (2.30) tomada de Physics for Scientists and Engineers [38] se encuentra el ángulo para que la lámina comience a deslizarse y utilizando las grafica anterior y el ángulo se encuentran las incógnitas y por medio de sumatoria de fuerzas se calculan la aceleración y velocidad de la lámina y tiempo que ésta tarda en caer a la bandeja de almacenamiento.

$$mg\sin\theta = mg\cos\theta \quad (2.30)$$

$$\theta = 30^\circ$$

$$P_y = N = 90,98 \text{ N}$$

$$P_x = 52,53 \text{ N}$$

$$F_R = \mu \cdot N = 62,09 \text{ N}$$

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$a = 0,2 \text{ m/s}^2$$

Utilizando la ecuación (2.31) y (2.32) tomadas de Physics for Scientists and Engineers [38] y teniendo en cuenta que la velocidad inicial de la lámina es 0 se encuentra la velocidad.

$$v^2 = v_0^2 + 2ax \quad (2.31)$$

$$v = 0,52 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{x}{t} \quad (2.32)$$

$$t = 1,28 \text{ s}$$

El tiempo que tardara la lámina en deslizarse por completo a través de la mesa será de 1,28 segundos.

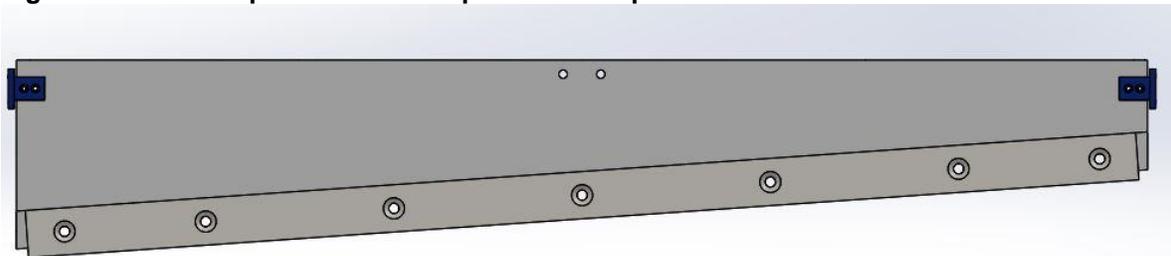
2.2.6 Uniones roscadas.

2.2.6.1 Cálculo y selección de tornillería.

- Tornillería cortina porta cuchilla-soporte cortina porta cuchilla.

Se ha diseñado un soporte con el fin de unir la cortina porta cuchilla con las guías. En este caso se hará el cálculo y posteriormente se realizará la selección de la tornillería que tenga la capacidad de resistir la fuerza $P_1=11049\text{N}$ a cortadura. La unión entre la cortina porta cuchilla y el acople contará con dos agujeros pasantes en cada lado perpendiculares a la fuerza. Para este caso particular será doble cortadura y será un tornillo clase de resistencia 4,6.

Figura 2.24 Cortina porta cuchilla-soporte cortina porta cuchilla



Como se cuenta con dos tornillos la fuerza se divide en 2:

Se utiliza la ecuación (1.5) con $n=2$; $F_{v,Rd}=5524,5N$; $\xi_{M2}=1,25$; $f_{ub}=400N/mm^2$:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$$d = 4,6884mm \approx 5mm$$

Se selecciona un tornillo M5 clase de resistencia 4,6 (tabla 1.6).

- Comprobación a aplastamiento. Se utiliza la ecuación (1.6) con $d=5mm$; $f_u=\sigma_u = 745MPa$; $t=4,7mm$; $\xi_{M2}=1,25$; $\alpha=0,24$.

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}}$$

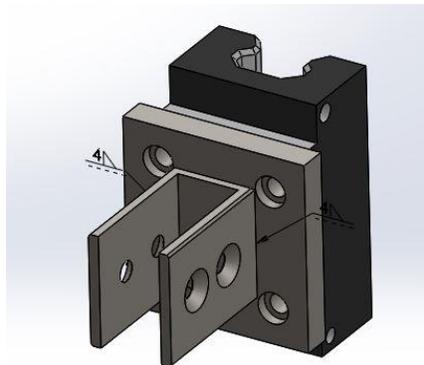
Dónde: $F_{b,Rd} = 8438,62N$

Como se cumple la condición $F_{b,Rd}=8438,62N > F_{v,Rd}=5524,5N$ las chapas y el tornillo resisten el aplastamiento.

- Tornillería Soporte cortina guía-Patín.

Se ha diseñado un acople con el fin de unir la cizalla con las guías. En este caso se hará el cálculo y posteriormente se realizará la selección de la tornillería que tenga la capacidad de resistir la fuerza de 11049N a cortadura. La unión entre el acople y las guías contará con cuatro agujeros. Para este caso particular será simple cortadura y por cuestiones de diseño se requiere que el tornillo sea M4 por lo cual se procederá a encontrar la clase de resistencia del tornillo.

Figura 2.25 Soporte cortina guía-Patín



Aunque el ensamble de estas piezas se realizara con cuatro tonillos la fuerza se dividirá en 2 por la disposición de éstos:

Se utiliza la ecuación (1.5) con $n=1$; $F_{v,Rd}=5524,5N$; $d=4mm$; $\xi_{M2}=1,25$:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$$f_{ub} = 1099,06\text{N/mm}^2$$

Se selecciona una clase de tornillo 12,9 cuya resistencia a la rotura $f_u=1200\text{N/mm}^2$.

- Comprobación a aplastamiento. Se utiliza la ecuación (1.6) con $d=4\text{mm}$; $f_u=\sigma_u = 745\text{MPa}$; $t=16\text{mm}$; $\xi_{M2}=1,25$; $\alpha=0,5926$:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}}$$

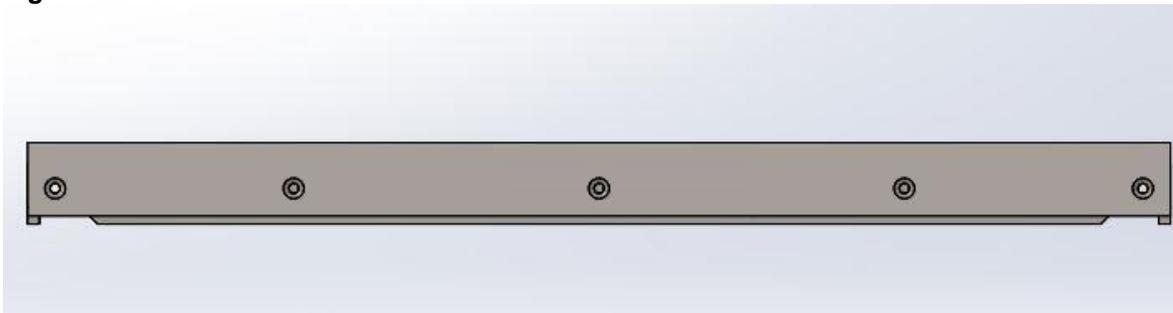
$$F_{b,Rd} = 56510,34\text{N}$$

Como se cumple la condición $F_{b,Rd}=56510,34\text{N} > F_{v,Rd}=5524,5\text{N}$ las chapas y el tornillo resisten el aplastamiento.

- Tornillería perfil -cuchilla inferior.

En este caso se hará el cálculo y posteriormente se realizará la selección de la tornillería que tenga la capacidad de resistir la fuerza de 11049N a simple cortadura. Se utilizarán tornillos M10 por lo cual se procederá a encontrar la clase de resistencia del tornillo. Como la cizalla es de cuchilla inclinada no se dividirá la fuerza entre el número de tornillos ya que la fuerza máxima se aplicará en el primer punto en el cual penetre la cuchilla inferior y se tendrá que seleccionar un tornillo con la capacidad de resistir el primer impacto.

Figura 2.26 Perfil -cuchilla inferior



Se utiliza la ecuación (1.5) con $F_{v,Rd}$: 11049N; $\xi_{M2}=1,25$; $n=1$; $d=10\text{mm}$:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$$f_{ub} \approx 352\text{N/mm}^2$$

Se procede a seleccionar una clase de tornillo cuya resistencia a la rotura f_{ub} sea mayor a 352N/mm^2 en la tabla (1.6). Se seleccionan tornillos con clase de resistencia 4,6

- Comprobación a aplastamiento. Se utiliza la ecuación (1.6) con $d=10\text{mm}$; $f_u=\sigma_u = 745\text{MPa}$; $t=20\text{mm}$; $\xi_{M2}=1,25$; $\alpha=0,91$:

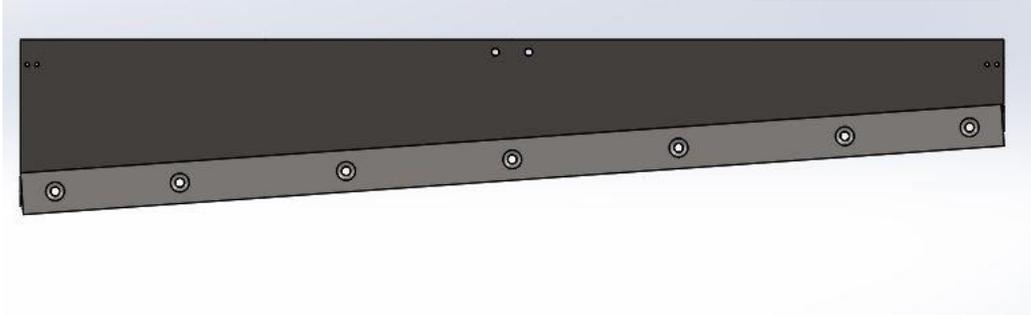
$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}}$$

$$F_{b,Rd} = 270882\text{N}$$

Como se cumple la condición $F_{b,Rd}=270882\text{N}>F_{v,Rd}=5524,5\text{N}$ las chapas y el tornillo resisten el aplastamiento.

Estos mismos tornillos se utilizaran para el ensamble de la cortina porta cuchilla con la cuchilla superior ya que debe soportar la misma fuerza pero en sentido contrario (reacción).

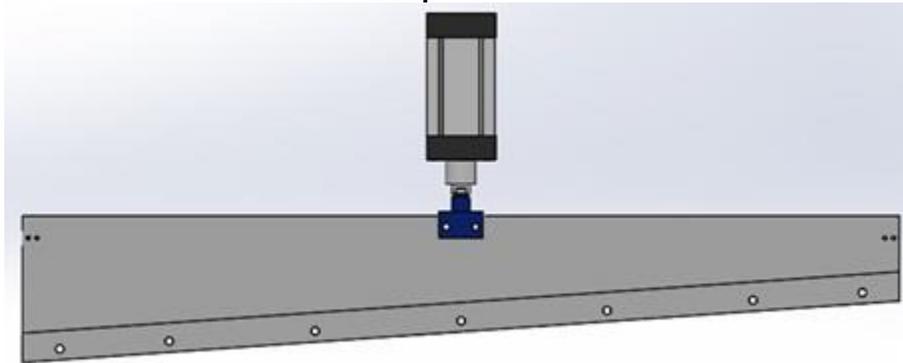
Figura 2.27 Cortina porta cuchilla-cuchilla superior.



- Tornillería portador de cuchilla-cuchilla superior.

Se ha diseñado un portador con el fin de unir el émbolo del cilindro con la cuchilla superior. En este caso se hará el cálculo y posteriormente se realizara la selección de la tornillería que tenga la capacidad de resistir la fuerza $P_1=11049\text{N}$ a cortadura. La unión entre el portador y la cuchilla contará con dos agujeros pasantes en cada lado perpendiculares a la fuerza. Para este caso particular será doble cortadura y será un tornillo clase de resistencia 4,6.

Figura 2.28 Portador de cuchilla-cuchilla superior



Como se cuenta con dos tornillos la fuerza se divide en 2:

Se utiliza la ecuación (1.5) con $F_{v,Rd}= 55245,5\text{N}$; $\xi_{M2}=1,25$; $n=2$; $f_{ub}= 400\text{N/mm}^2$:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$d = 4,69\text{mm}$. Se selecciona un tornillo M10 clase de resistencia 4,6.

- Comprobación a aplastamiento. Se utiliza la ecuación (1.6) con $d=8\text{mm}$; $f_u=\sigma_u = 745\text{MPa}$; $t=14\text{mm}$; $\xi_{M2}=1,25$; $\alpha=0,37$:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}}$$

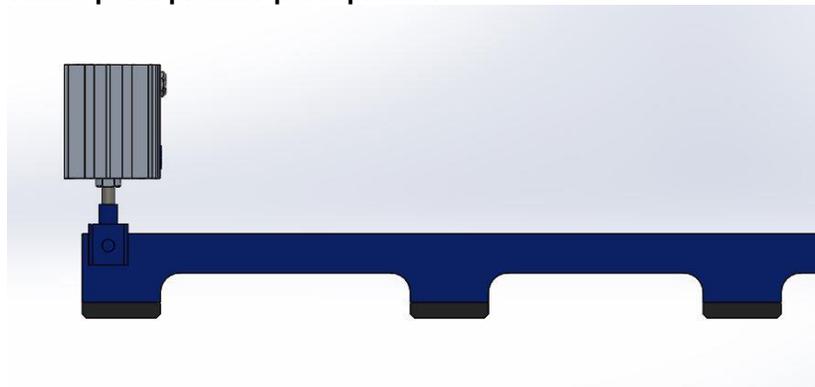
$$F_{b,Rd} = 61812,35N$$

Como se cumple la condición $F_{b,Rd}=61812,35N > F_{v,Rd}=5524,5N$ las chapas y el tornillo resisten el aplastamiento.

- Tornillería portador porta pisador-porta pisador.

Se ha diseñado un portador con el fin de unir el émbolo de los cilindros del pisador con el porta pisador. En este caso se hará el cálculo y posteriormente se realizará la selección de la tornillería que tenga la capacidad de resistir la fuerza $F=98,73N$ a cortadura. La unión entre el portador porta pisador y porta pisador contará con un agujero. Para este caso particular será doble cortadura y será un tornillo M10.

Figura 2.29 Portador porta pisador-porta pisador



Se utiliza la ecuación (1.5) con $F_{v,Rd}: 98,73N$; $\xi_{M2} = 1,25$; $n=2$; $d=10mm$:

$$F_{v,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$$f_{ub} = 1,57 \text{ N/mm}^2$$

Se selecciona un tornillo con clase de resistencia 4,6 (ver tabla 1.6).

- Comprobación a aplastamiento. Se utiliza la ecuación (1.6) con $d=10mm$; $f_u=\sigma_u = 745MPa$; $t=7,05mm$; $\xi_{M2}=1,25$; $\alpha=0,29$:

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\xi_{M2}}$$

$$F_{b,Rd} = 30315,987N$$

Como se cumple la condición $F_{b,Rd}=30315,987 > F_{v,Rd}=98,7339N$ las chapas y el tornillo resisten el aplastamiento.

2.2.7 Cálculos y especificaciones para la selección de bolas transportadoras.

En la mesa estarán dispuestas cierta cantidad de bolas que ayudarán a que el transporte del material sea mucho más fácil para el operario ya que no estará en fricción pura con la mesa sino que se desplazará sobre las bolas.

2.2.7.1 Cálculo de cantidad de bolas.

Se calcula el volumen del material a transportar para posteriormente con la densidad encontrar la masa y con la masa bastará multiplicar por la gravedad para encontrar el peso de la lámina.

Se sabe que el material a transportar son láminas de acero eléctrico con unas medidas máximas de $L_1=1\text{m}$, $L_2= 0,655\text{m}$ y un espesor de máximo de 2 mm. Con estos datos se procederá a calcular el volumen de la capacidad de carga máxima.

$$V= 0,0013\text{m}^3$$

Con una densidad de 7650kg/m^3 tomada de Standard Handbook for Electrical Engineers. [42]. y volumen se calcula la masa:

$$m = 9,945\text{kg}$$

Con la masa y una gravedad de $9,81\text{m/s}^2$ se calcula el peso.

$$W = 97,56 \text{ N}$$

Para calcular la cantidad de bolas se divide el peso entre 3 aunque para los casos en que la mesa es plana se puede dividir entre un número mayor a 3. Para esto se utiliza la ecuación (2.33) tomada de Catálogo Euro Bearing Spain de Bolas Transportadoras [2].

$$\#bolas = \frac{W}{3} \quad (2.33)$$

$$\#bolas \approx 33$$

La cantidad de bolas transportadoras es aproximadamente 33, pero por la función que van a cumplir (transporte de láminas con planitud precisa) y la disposición de la mesa (mesa plana), se puede utilizar valores superiores a 3 como divisor. Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho se toma la decisión de utilizar 15 bolas ya que la función de estas es de ayudar al deslizamiento de la materia prima a través de la mesa.

- Cálculo de la distancia entre las bolas.

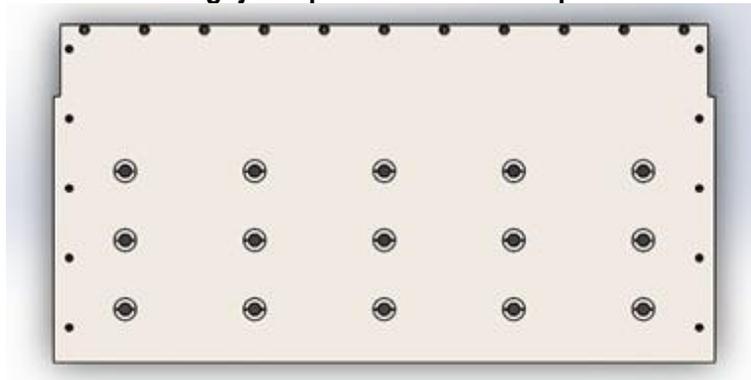
El paso se calcula dividiendo el lateral más estrecho de la unidad a transportar entre 3,5. Por ejemplo si el lado menor es de 350 mm, obtenemos que el paso entre centros de bola debe ser de 100mm.

El lateral más estrecho de la mesa donde se colocarán bolas transportadoras tiene una longitud de 655mm.

Las bolas conductoras estarán dispuestas en la mesa con un paso rectangular. Debido a que la distancia tomada no es divisible por 3,5, se dispondrán lateralmente por el lado más estrecho de la mesa a 100mm del borde más cercano al operario y separadas entre

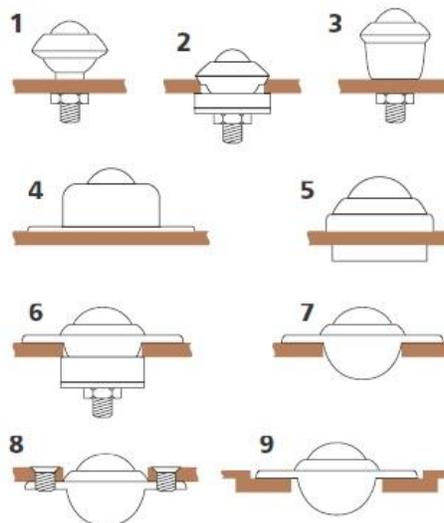
sí 130mm y por el lateral más ancho de la mesa a 134,7 mm de cada borde y separadas entre sí 244mm (5 columnas * 3 filas).

Figura 2.30 Distribución de los agujeros para las bolas transportadoras



- Métodos de fijación

Figura 2.31 Métodos de fijación de las bolas transportadoras

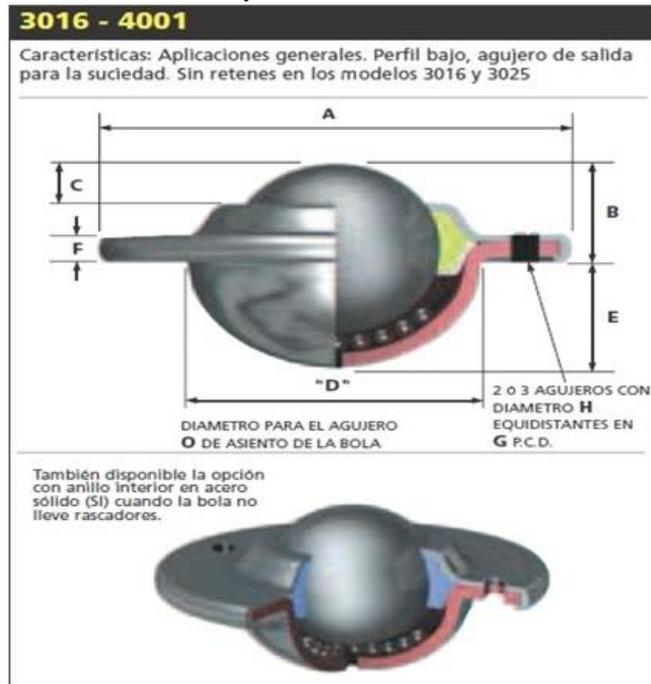


Tomado de: Catálogo Euro Bearing Spain de Bolas Transportadoras [2]

2.2.7.2 Selección de las bolas transportadoras

Teniendo en cuenta la funcionabilidad de las bolas transportadoras se seleccionaron bolas 3016 tipo 13 que tienen como características ser bolas de rodadura y de carga de acero al carbono, soporte en acero zincado con una máxima capacidad de carga de 12 Kg (C_u), tienen agujero de salida para suciedad y además poseen un perfil bajo por lo que son apropiadas para nuestro diseño (ver figura 2.32 y anexo N) tomadas del Catálogo Euro Bearing Spain de Bolas Transportadoras [2]. Se selecciona el método de fijación número 8 de la figura 2.31.

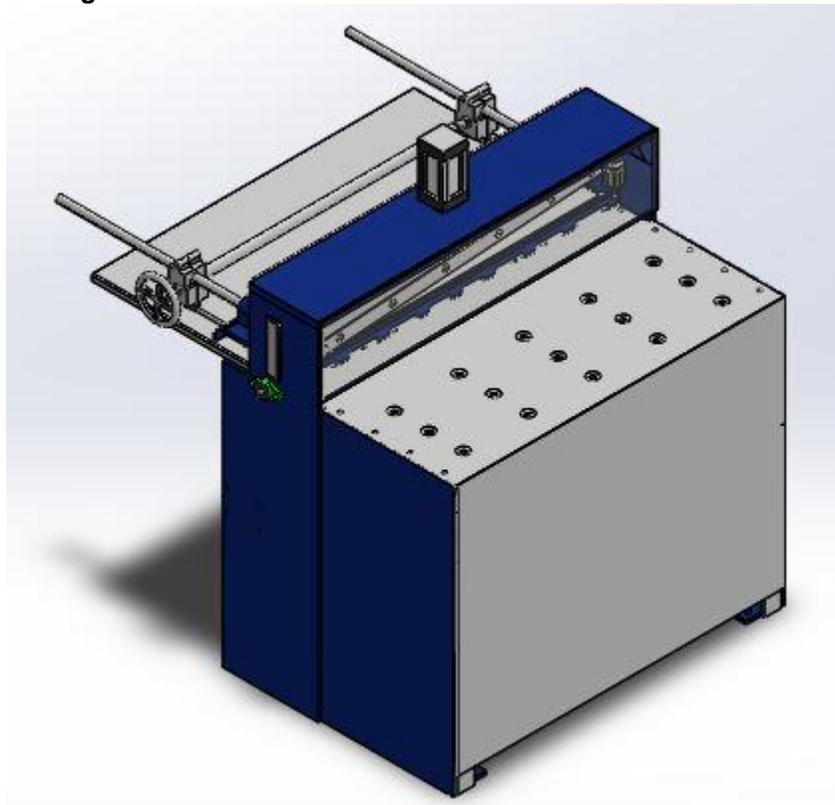
Figura 2.32 Esquema de las bolas transportadoras



Tomado de: Catálogo Euro Bearing Spain de Bolas Transportadoras [2]

Después de realizados los diseño y la selección de las partes que componen la máquina se mostrará un sólido de la cizalla, cuyos detalles se podrán ver claramente en los planos.

Figura 2.33 Cizalla guillotina



2.3 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA NEUMÁTICO, SELECCIÓN DE MATERIALES Y ELEMENTOS.

El sistema neumático se encargará de utilizar aire comprimido como modo de transmisión de energía para generar el movimiento de los pisadores y la cuchilla.

Existen diferentes métodos para el diseño del sistema, para este caso se va a utilizar el método de cascada porque es un sistema sencillo para la solución de circuitos neumáticos secuenciales, en los cuales, se repiten estados. El método consta de una serie de pasos que deben seguirse sistemáticamente:

- Definir la secuencia. Lógicamente, conforme al funcionamiento que se desea del sistema. Si se quiere un avance del cilindro A, un avance del cilindro B y un retroceso simultáneo de ambos, la secuencia quedaría de la siguiente forma: A+ B+ (A- B-)
- Determinar los grupos. Teniendo en cuenta que en un mismo grupo no puede repetirse la misma letra y que si en el último grupo hay una o más letras que no están en el primer grupo, pasarían a éste, delante de la primera letra de la secuencia.
- Colocar tantas líneas de presión como grupos hay en la secuencia y tantas válvulas distribuidoras de línea, como grupos menos uno. Tomado de Neumática Básica [7]

2.3.1 Diseño del esquema de funcionamiento del sistema neumático.

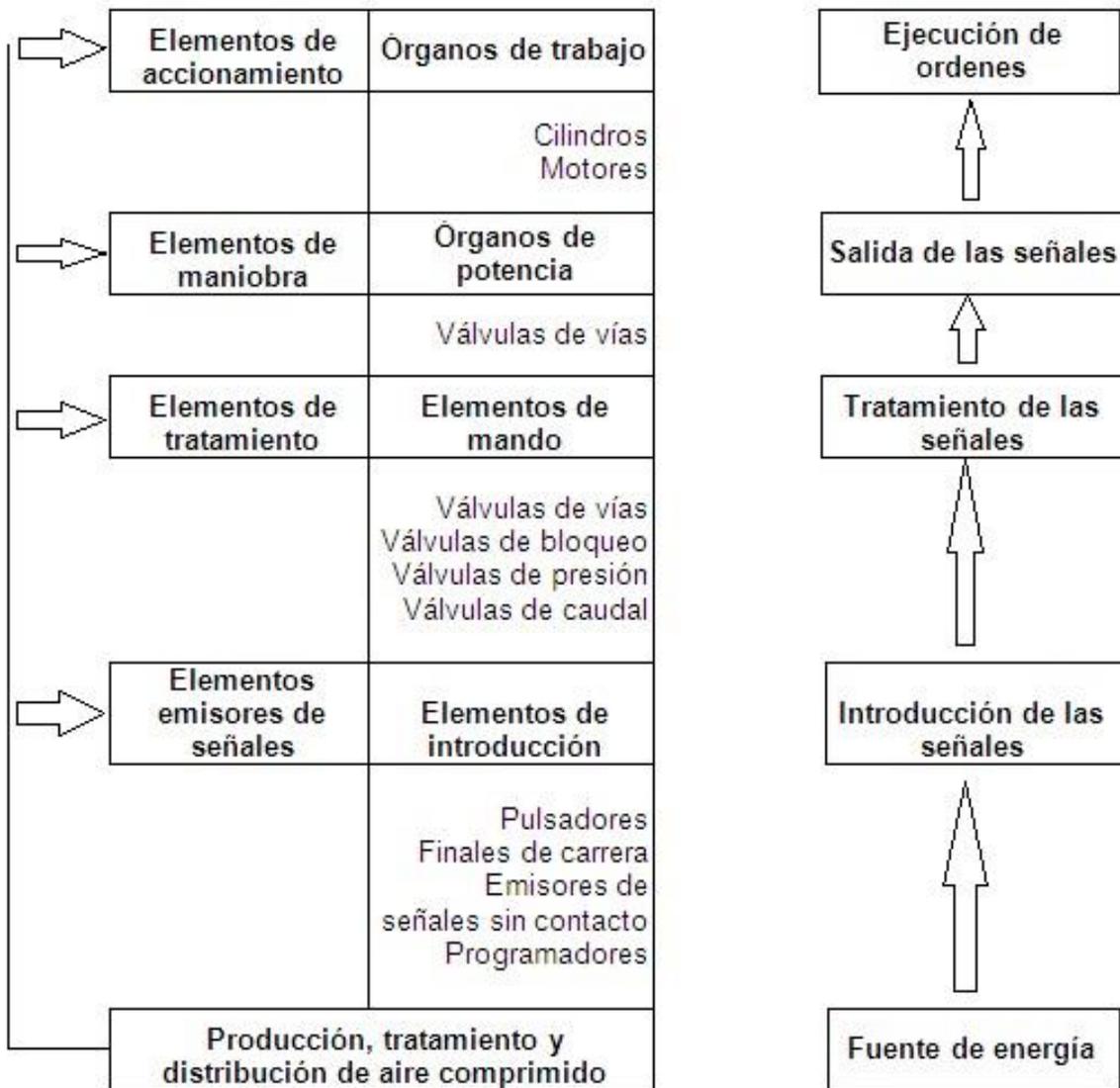
Para realizar el diseño del esquema de funcionamiento del sistema neumático es importante tener una buena distribución tanto de válvulas como de los actuadores y así mismo reducir lo más posible el tiempo de ejecución del sistema ya que de esto dependerá la eficacia. A continuación se mostrará cómo realizar el esquema.

2.3.1.1 Realización del esquema.

La disposición gráfica de los diferentes elementos es análoga a la representación esquemática de la cadena de mando, es decir, que las señales deben dirigirse de abajo hacia arriba. La alimentación es un factor importante y debe hacerse figurar. Es recomendable representar los elementos necesarios a la alimentación en la parte inferior y distribuir la energía, de manera ascendente.

Para circuitos relativamente grandes puede simplificarse dibujando en una parte del esquema la fuente de abastecimientos de energía (unidad de mantenimiento, válvula de cierre, diferentes conexiones de distribución, etc.), señalando en los diferentes elementos, por medio de O, las conexiones de alimentación. (Ver figura 2.31)

Figura 2.34 Elementos de un esquema neumático



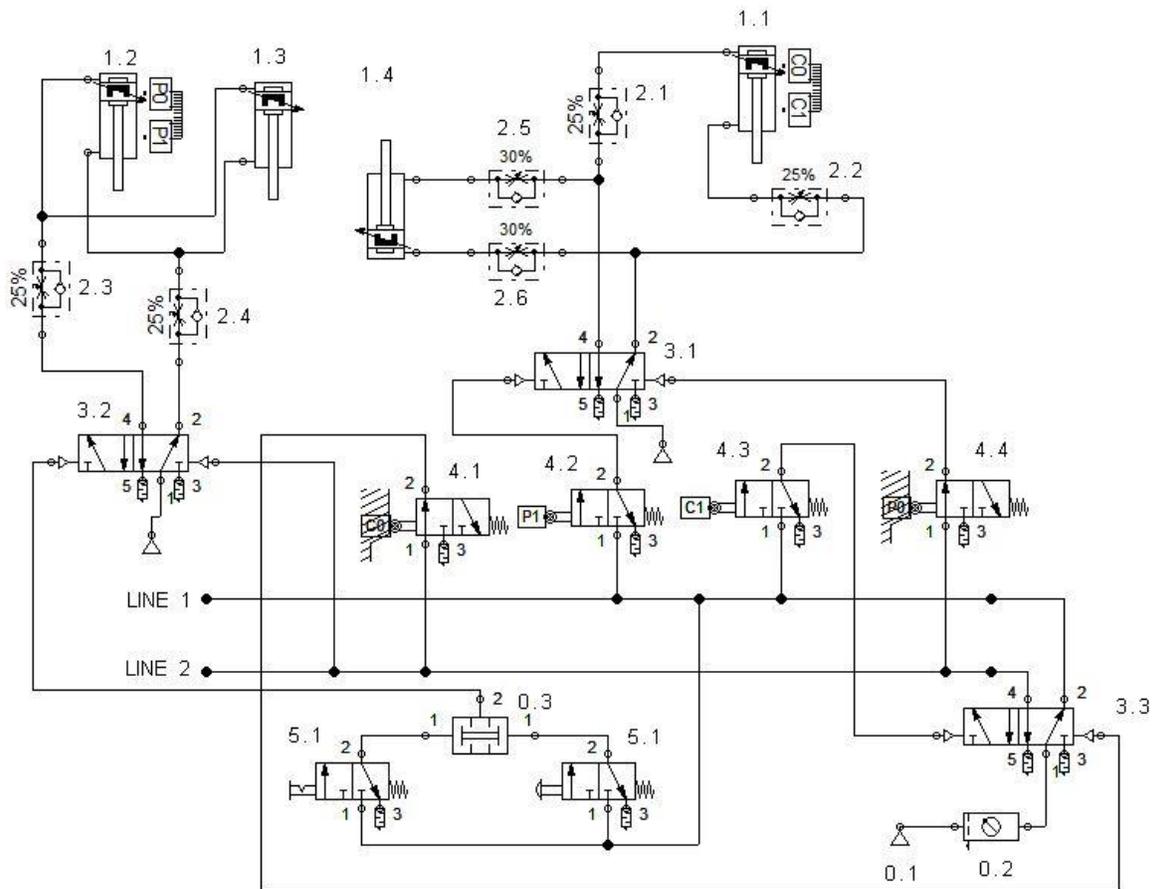
Tomado de: Neumática Básica [7]

Este esquema no tendrá en cuenta la disposición real de los diferentes elementos.

2.3.1.2 Diseño del esquema.

Este esquema ha sido establecido según el principio de cadena de mando; indica al mismo tiempo que la posición de un elemento puede cambiar en el montaje real por cuestiones de diseño, pero es importante intentar mantener un orden en la disposición de los elementos con el fin de que no haya un aumento de pérdidas en el sistema, ni sobrecostos innecesarios en tuberías.

Figura 2.35 Diseño del esquema neumático



2.3.1.3 Desarrollo: representación del esquema de mando.

- Representación por escrito.
- Desarrollo por orden cronológico

Cilindros 1.2 y 1.3 (pisador): sujeción de la lámina.

Cilindro 1.1 (corte): corte de la lámina.

Cilindro 1.4 (descarga): movimiento de la mesa de descarga.

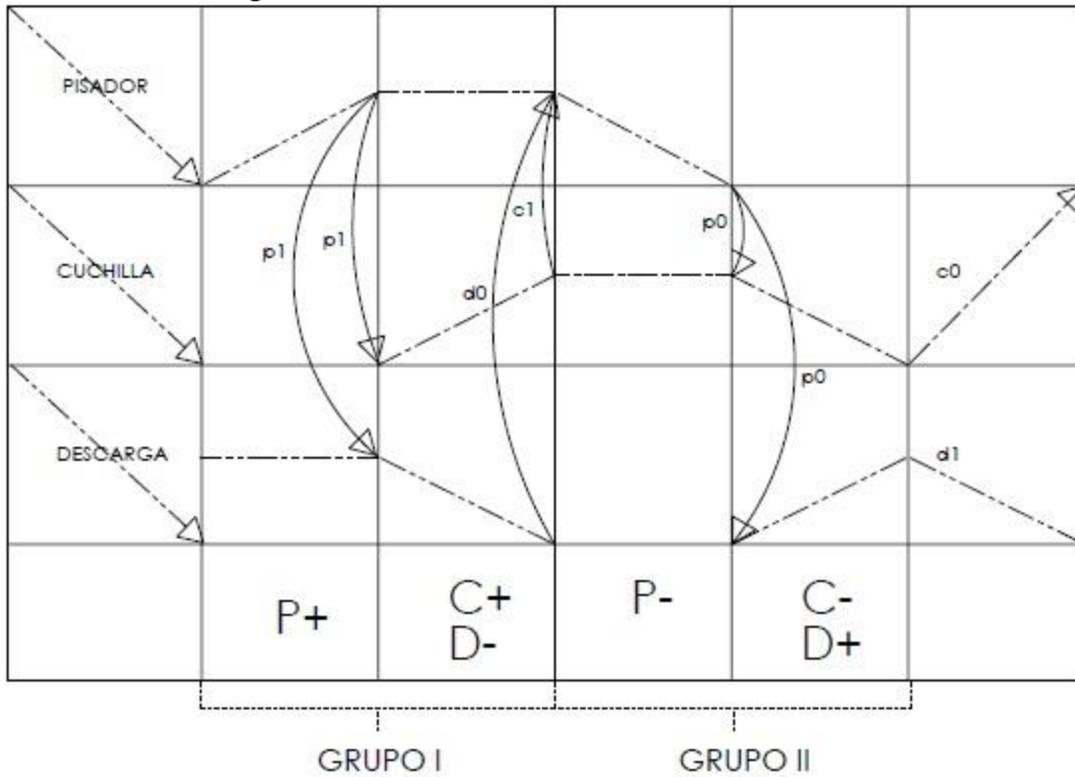
Cilindro 1.2 y 1.3 (pisador): retroceso del pisador

Cilindro 1.1 (corte): aflojado de la lámina cortada y retroceso de la cuchilla.

Cilindro 1.4 (descarga): retroceso de la mesa de descarga.

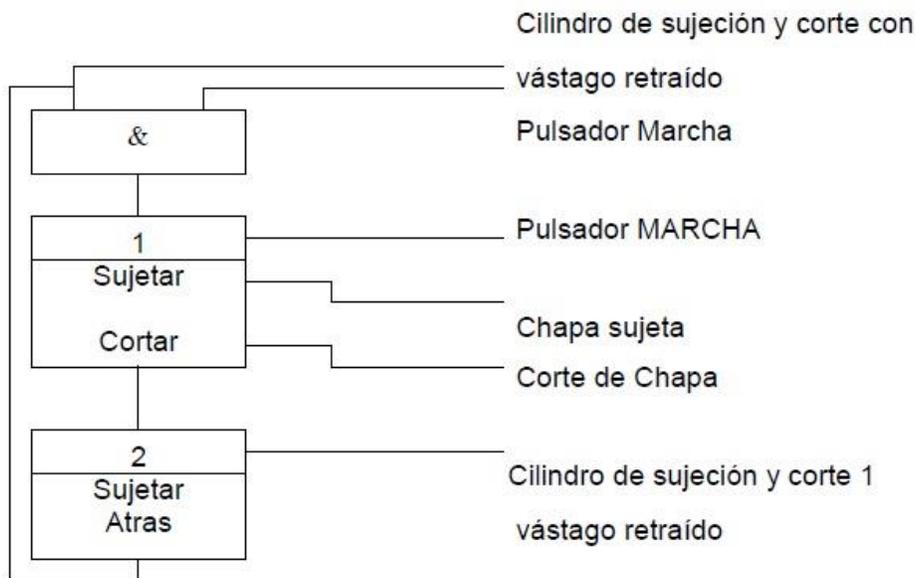
- Desarrollo gráfico

Figura 2.36 Desarrollo gráfico del sistema neumático



- Desarrollo de fases para corte de material

Figura 2.37 Desarrollo de fases del esquema de mando



Tomado de: Neumática Básica [7]

2.3.2 Selección de materiales y elementos neumáticos constitutivos del sistema.

Se realizara la selección de los materiales y elementos neumáticos que se utilizaran para el adecuado funcionamiento de la cizalla. La suma y disposición de estos elementos son los que conforman un mecanismo que tenga la capacidad de utilizar la fuerza suministrada por la presión de aire para generar el movimiento de la cuchilla y realizar el corte de la lámina de acero al silicio.

2.3.2.1 Cilindros de doble efecto.

Se utilizaran en total 3 cilindros de doble efecto, uno para el movimiento de la cizalla (CA125150X) y dos para el movimiento del pisador (FESTO 536213).

2.3.2.2 Válvulas. [13]

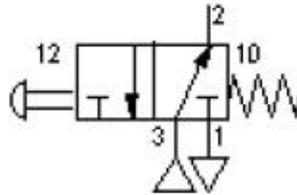
En la denominación de una válvula, la primera cifra indica el número de conexiones y la segunda, el número de las posiciones posibles de conmutación.

- Válvula 3/2.

Una válvula de 3/2 vías tiene 3 conexiones y 2 posiciones de conmutación. Las válvulas 3/2 se utilizan para el mando de cilindros de simple efecto o para el pilotaje de otras válvulas. En el símbolo de la válvula se ve las dos posiciones. Esta válvula será la encargada de dar accionamiento a la válvula 5/2.

Para este diseño en particular se utilizara una válvula 3/2 con pulsador manual y retroceso por resorte y otra con pulsador manual y retroceso por rodillo y sensor.

Figura 2.38 Simbología de una válvula 3/2



Tomado de: FESTO [15]

Se seleccionan válvulas con palanca LS3-1/8, LOS-3-1/8 tomada del Catálogo de válvulas de vías de accionamiento mecánico [19]. Ver anexo P

- Cantidad:4

- Válvula 5/2.

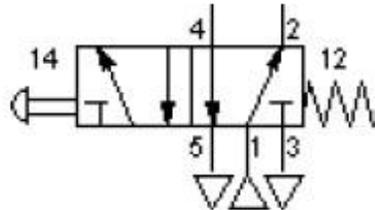
Una válvula con 5 conexiones conmuta una toma de presión (1) a la conexión de utilización (2) o (4), mientras que la otra conexión de utilización está conectada con la toma de escape (3) o (5). En posición normal (la válvula no está accionada), (1) está conectada con (2) y (4) con (5).

Por lo general, con una válvula de estas características se activa un cilindro de doble efecto. Una posición de conmutación se encarga de, p. ej., extender el cilindro (un lado se alimenta de aire comprimido, el otro lado descarga el aire al exterior a través de la

válvula). En la segunda posición de conmutación, el conducto sometido a presión y el conducto de escape se cambian, de modo que el cilindro se mueve en la dirección contraria.

Para este diseño se utilizaran tres válvulas 5/2 con entrada de aire, retroceso por resorte y mandos neumáticos.

Figura 2.39 Simbología de una válvula 5/2

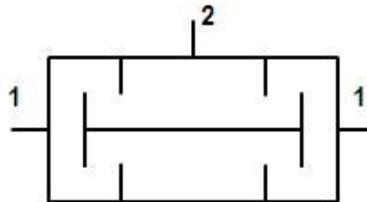


Tomado de: FESTO [15]

- Válvula de simultaneidad (Y)

Se utilizan cuando se necesitan dos o más condiciones para que una señal sea efectiva. Cuando tenemos solamente señal (presión) por una de las dos entradas (1), ella misma bloquea su circulación hacia la vía de utilización (2). Sólo cuando están presentes las dos señales de entrada (1) se tiene salida por 2. Eléctricamente se conoce como montaje en serie y también recibe el nombre de módulo Y (operador lógico AND), por su denominación en lógica digital.

Figura 2.40 Simbología de una válvula de simultaneidad



Tomado de: FESTO [15]

Se selecciona una válvula de simultaneidad (AND) TP 101, BIBB-P FESTO. Ver anexo Q [18]

- N° de artículo: 539770.
- Cantidad: 1

2.3.2.3 Regulador de caudal unidireccional.

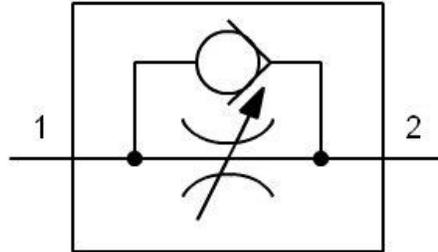
Un regulador de caudal unidireccional permite controlar el paso de aire ofreciendo una restricción variable, por lo tanto ajustable en simulación.

Un regulador de caudal unidireccional ofrece resistencia al paso del aire. El caudal que pasa por un regulador depende de la apertura de éste y de la diferencia de presiones de entrada y de salida.

Con una apertura constante del regulador, el caudal aumenta si la diferencia de presiones aumenta. Igualmente, si disminuye la restricción, el caudal aumenta. El caudal que pasa

por un regulador depende entonces del ajuste del regulador y de su diferencia de presiones. El anti retorno permite al aire circular libremente en un sentido, el regulador bloquea el flujo en el sentido opuesto. [13]

Figura 2.41 Simbología regulador de caudal unidireccional



Tomado de: FESTO [15]

Se selecciona un regulador de caudal tipo GRLA-10-32UNF tomado del Catálogo de Válvulas de estrangulación y antirretorno NPT [18]. Ver anexo R.

- Cantidad: 1

2.3.2.4 Unidad de manteamiento.

Los dispositivos conectados en los diferentes puntos de un circuito neumático necesitan recibir aire con una presión uniforme y libre de impurezas. Además, muchos de estos dispositivos tienen elementos móviles que precisan ser lubricados.

La preparación del aire comprimido que consumen los dispositivos neumáticos conectados en diferentes puntos se realiza mediante las llamadas unidades de mantenimiento. Estas unidades están formadas por tres elementos diferentes: el filtro, el regulador y el lubricador.

Se selecciona una unidad de mantenimiento tipo MSB4 tomado del Manual de Combinaciones de unidades de mantenimiento MSB, serie MS. Ver anexo S.

- Cantidad: 1

2.3.2.5 Conexiones.

Se utilizarán las siguientes conexiones:

- T.
- Codos 90°.
- Racores.

2.3.2.6 Tuberías.

Para las tuberías que transportaran el aire para dar accionamiento a los actuadores se utilizarán mangueras de 1/4".

CONCLUSIONES

- El acero al silicio es el material adecuado de trabajo para la construcción de núcleos de transformadores de energía, ya que sus propiedades magnéticas y eléctricas son las apropiadas por su poca disipación de la energía, generando así bajas pérdidas y una alta permeabilidad magnética. El material que se va a cortar en la cizalla viene en presentación de rollos que pesan aproximadamente 2 toneladas, para poder iniciar el proceso de corte se puede hacer en forma automática por medio de una desenrolladora o manualmente desembobinando desde el centro del rollo hacia afuera, por lo que es necesario que siempre se encuentre apoyado sobre una mesa o soporte y con un pisador, puesto que el espesor máximo de las láminas es de 2 mm y el material tiende a recuperar su forma inicial.
- La fuerza necesaria para cortar cualquier material en un cizalla varía considerablemente con la disposición de la cuchilla y el ángulo en el que se encuentren, además es importante tener en cuenta los factores principales que afectan el corte del material para realizar un diseño adecuado de una máquina cortadora.
- Para el diseño del sistema de accionamiento de la cuchilla se utilizó un actuador neumático, este fue seleccionado teniendo en cuenta las características, aplicaciones y costo en comparación con los principales actuadores disponibles en el mercado.
- El material seleccionado para la fabricación del elemento cortante es ideal para el corte en frío del acero al silicio. Debido a sus propiedades mecánicas es posible realizar el corte en otros metales, por lo cual la máquina puede ser utilizada para diferentes materiales teniendo en cuenta que la resistencia última de estos no sea superior a la del acero al silicio.
- El mecanismo para el movimiento de la barrera de corte (tope) debe ser diseñado para un fácil movimiento por parte del operario para evitar pérdidas de tiempo durante el proceso.
- En lo posible deben acercarse los resultados de los cálculos durante el diseño a valores estándares. Esto con el fin de evitar sobre costos por la elaboración de piezas únicas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] AKSteel. (n.d.). *Selection of Electrical Steels for Magnetic Cores*. Retrieved 03 01, 2015, from AKSteel:
(http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/electrical/mag_cores_data_bulletin.pdf)
- [2] Alwayse. (n.d.). *Catálogo Euro Bearing Spain de Bolas Transportadoras*.
- [3] Beer, F. P., & E. Russell Jhonston, J. (2009). *Mecánica de materiales* (5 ed.). Mexico: Interamericana editores S.A. de C.V.
- [4] Cárdenas, V. (2005). *Introducción al Conformado Mecánico*. Quito.
- [5] Cardenas, V. (2009). *Conformado Mecánico I*. Quito.
- [6] Chang, R., & Colledge, W. (2008). *Química* (9 ed.). México D.F.: Interamericana editores, S.A de A.C.
- [7] Croser, P., & Ebel, F. (2007). *Neumática Básica (Festo Didactic)*. Esslingen.
- [8] Delgado Díez, A. (n.d.). *Ingeniería de Máquinas*.
- [9] *Direct Industry*. (n.d.). Retrieved 04 29, 2015, from
<http://www.directindustry.com/cat/mechanical-transmission/gears-racks-l-52.html>
- [10] Dubbel, H. (n.d.). *Manual del constructor de maquinas* (Vol. 1). Editorial Labor SA.
- [11] Dufour, M., & Pillu, M. (2006). *Biomecánica Funcional*. Barcelona : Maason S.A. .
- [12] Equipment, A. P. (2013). *Catálogo A.r.t Pneumatic Equipment*. Pereira.
- [13] FAG. (n.d.). *Catálogo WL41 520/3 SB de rodamientos FAG*.
- [14] Félez, J., & Martínez, M. (n.d.). *Dibujo Industrial*. Sintesis.
- [15] FESTO. (2013). Retrieved 05 02, 2015, from http://www.festo.com/cms/es-co_co/9810.htm#id_12402
- [16] FESTO. (2015, 04 20). Retrieved from http://www.festo.com/cms/es-co_co/9810.htm#id_12402
- [17] FESTO. (2015). Retrieved 05 05, 2015, from <http://www.festo-didactic.com/mx-es/learning-systems/equipos-de-practicas/neumatica/componentes/regulador-de-flujo-unidireccional.htm?fbid=bXguZXMuNTY0LjE0LjE4LjU2NC40NTA4>
- [18] FESTO. (2015). Retrieved 05 08, 2015, from <http://www.festo-didactic.com/es-es/productos/equipos-de-practicas/neumatica/componentes/valvula-de-simultaneidad-and.htm?fbid=ZXMuZXMuNTQ3LjE0LjE4LjU2NC40Njc4>
- [19] FESTO. (2015). *Catálogo Cilindros compactos ADN/AEN, ISO 21287*. Retrieved 04 25, 2015, from https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/ADN_ES.PDF
- [20] FESTO. (2015). *Catálogo de electroválvulas VSNC*. Retrieved 05 08, 2015, from http://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/pdf/es/vsnc_es.pdf
- [21] FESTO. (2015). *Catálogo de Válvulas de estrangulación y antirretorno NPT*. Retrieved 05 08, 2015, from http://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/GRX-U-NPT_ES.PDF
- [22] FESTO. (2015). *Catálogo de Válvulas de Vías de Accionamiento Mecánico* . Retrieved 05 08, 2015, from http://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/VMEM_ES.PDF
- [23] Festo, R. (2007). *Iniciación a la Técnica Neumática*. In *Manual Festo*. Alemania.
- [24] Florez Rodriguez, B. J. (2006). *Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frio (Tesis de maestría)*. Facultad de ingeniería mecánica y eléctrica, Universidad Autonoma de Nuevo Leon.
- [25] Gere, J. M., & Timoshenko, S. P. (2007). *Mecánica de materiales* (5 ed.). México: Grupo Editorial Iberoamérica.

- [26] Guardiola Villora, A. (n.d.). *Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados*. Retrieved 25 04, 2015, from <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/16477/uniones%20atornilladas.pdf?sequence=4>
- [27] Hans, A. (1994). *Tecnología de los metales para profesionales técnico mecánicas*. Barcelona: Reverté S.A.
- [28] Höner, H. (1989). *Alrededor del trabajo de la madera: un estudio completo del trabajo de madera mediante máquinas*.
- [29] Jiménez Mesa, I., & Diaz, J. (2004). *Dibujo Industrial. Normalización*. EUP. ULPGC.
- [30] Mosca, G., & Tipler, P. (2010). *Física para la ciencia y la tecnología* (6ta ed., Vol. 1). Barcelona, España: Reverté S.A.
- [31] Normas UNE (UNE-EN ISO) Sobre Dibujo Técnico. (AENOR).
- [32] NSK. (2012). *Catálogo de Guías Lineales NCK*.
- [33] NTN Corporation. (2013). *Catálogo de Chumaceras No. 2400-IX/S*.
- [34] Rodríguez de Abajo, F., & Álvarez, V. (n.d.). *Dibujo Técnico*. Donostiarra.
- [35] Romero Piedrahita, C. A., & Calle Trujillo, G. (2005). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- [36] Sánchez Sánchez, R. (2008). Accionamientos y actuadores eléctricos. In *Curso de ingenieros industriales*. Huelva. Retrieved 03 20, 2015, from <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Apuntes%20Tema%206%20nuevo%20formato.pdf>
- [37] SCHAEFFLER. (2015). Retrieved 04 17, 2015, from http://www.schaeffler.com/content.schaeffler.es/es/products_services/inafagproducts/linear_products/index.jsp
- [38] Serway, R. (2010). *Physics for Scientists and Engineers* (novena ed.).
- [39] *Uniones Acero*. (2014). Retrieved 04 25, 2015, from <https://unionesacero.wordpress.com/2012/07/07/clasificacion-del-acero-estructural-o-de-refuerzo/>
- [40] *Universidad Complutense Madrid*. (2015). Retrieved 03 02, 2015, from Fatiga Laboral: Conceptos y Prevención: <http://www.ucm.es/data/cont/docs/3-2013-02-18-1-FATIGA%20LABORAL.%20CONCEPTOS%20Y%20PREVENCION%20C3%93N.pdf>
- [41] Wayne Beaty, H. (2012). *Standard Handbook for Electrical Engineers* (16 ed.). McGraw-Hill's.

ANEXOS

Anexo A. Propiedades físicas de los aceros al silicio

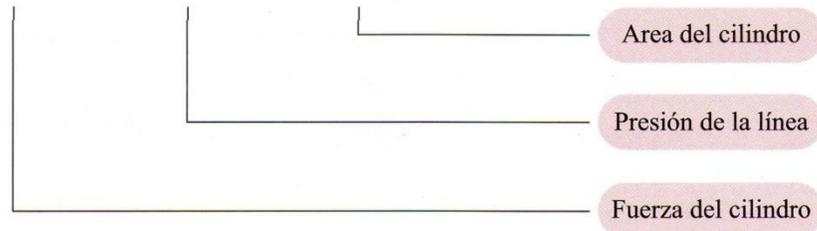
Designación grado de acero	Densidad gm/cm ³	Resistividad eléctrica Microhm-cm	Resistencia última a tracción psi (Mpa)	Límite elástico psi (Mpa)	Elongación % en 2'' (50mm)	Dureza Rockwell B	Módulo de elasticidad
TRAN-COR H-0 Y H-1	7,65	50	52000 (359)	50000 (345)	11	83	El módulo de elasticidad dependerá en gran medida de la dirección del grano. En el siguiente, el moduló es expresado en millones de libras por pulgada cuadrada: M-6 Paralelo-18 Transversal-29
Orientado M-2 hasta M-6	7,65	51	51000 (352)	48000 (331)	9	81	
DI-MAX M-15 FP	7,65	50	71000 (490)	52000 (358)	23	72	
DI-MAX M-36 FP	7,70	43	63000 (434)	42000 (290)	30	64	
DI-MAX M-47 FP	7,75	37	62000 (427)	39000 (269)	34	61	
DI-MAX M-43 FP	7,70	43	70000 (483)	50000 (345)	32	64	
DI-MAX M-47 FP	7,75	37	67000 (462)	48000 (331)	33	62	

Anexo B. Catálogo para selección de cilindro (Diámetro del cilindro).

CILINDROS - FUERZAS TEORICAS

SISTEMA ISO

$$F = P \times A$$



F1 = Fuerza en extensión - Newtons

F2 = Fuerza en retracción - Newtons

Diámetro del Cilindro	Presión Bar (Kgf/cm ²)									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
6	F1	5.7	8.5	11.3	14.1	17.0	19.8	22.6	25.5	28.3
	F2	4.2	6.4	8.5	10.6	12.7	14.9	17.0	19.1	21.2
10	F1	15.7	23.6	31.4	39.3	47.1	55.0	62.9	70.7	78.6
	F2	13.2	19.8	26.4	33.0	39.6	46.2	52.8	59.4	66.0
12	F1	23	34	45	57	68	79	91	102	113
	F2	17	25	34	42	51	59	68	76	85
16	F1	40	60	80	101	121	141	161	181	201
	F2	35	52	69	86	104	121	138	156	173
20	F1	63	94	126	157	189	220	251	283	314
	F2	53	79	106	132	158	185	211	238	264
25	F1	98	147	196	246	295	344	393	442	491
	F2	83	124	165	206	248	289	330	371	413
32	F1	161	241	322	402	483	563	644	724	805
	F2	138	207	277	346	415	484	553	622	691
40	F1	251	377	503	629	754	880	1,006	1,131	1,257
	F2	211	317	422	528	634	739	845	950	1,056
50	F1	393	589	786	982	1,179	1,375	1,571	1,768	1,964
	F2	330	495	660	825	990	1,155	1,320	1,485	1,650
63	F1	624	936	1,247	1,559	1,871	2,183	2,495	2,807	3,119
	F2	561	841	1,122	1,402	1,683	1,963	2,243	2,524	2,804
80	F1	1,006	1,509	2,011	2,514	3,017	3,520	4,023	4,526	5,029
	F2	908	1,361	1,815	2,269	2,723	3,176	3,630	4,084	4,538
100	F1	1,571	2,357	3,143	3,929	4,714	5,500	6,286	7,071	7,857
	F2	1,473	2,210	2,946	3,683	4,420	5,156	5,893	6,629	7,366
125	F1	2,455	3,683	4,911	6,138	7,366	8,594	9,821	11,049	12,277
	F2	2,294	3,442	4,589	5,736	6,883	8,031	9,178	10,325	11,472
160	F1	4,021	6,032	8,043	10,053	12,063	14,074	16,085	18,095	20,106
	F2	3,770	5,655	7,540	9,425	11,310	13,195	15,080	16,965	18,850
200	F1	6,280	9,420	12,560	15,700	18,840	21,980	25,120	28,260	31,400
	F2	6,030	9,045	12,060	15,075	18,090	21,905	24,120	27,135	30,150

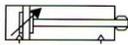
Anexo C. Catálogo para selección de cilindros (Carrera del cilindro).

CILINDROS NORMAS ISO 15552 / ISO 6431 / VDMA 24562

SERIE CA

Art

Doble efecto
Ø 32 ... 200 mm



Características

- Normas: ISO 15552
ISO 6431
VDMA 24562
- Modelos con embolo magnético para control de posición
- Los interruptores magnéticos quedan integrados en el perfil
- Los cilindros de 160 y 200 mm poseen sensores ocultos, camisa tipo mickey mouse
- Amortiguación regulable en ambas cabezas
- No requieren lubricación

Modelos Standard

Datos Técnicos

Fluido:
Aire comprimido Filtrado,
lubricado o no lubricado

Presión de Trabajo:
1 a 10 Bar ~ 14,5 a 145 PSI

Temperatura de Trabajo:
-20°C a 80°C ~ -4°F a 176°F

Kit de Alta Temperatura:
Hasta 150°C ~ 302°F

Amortiguación:
Neumática, Regulable

Materiales

Perfil:
Aluminio inyectado

Cabezas:
Aluminio inyectado

Vástago:
Acero al carbón con 20µ de
superficie cromo-endurecida
Opcional: Acero Inoxidable

Empaques:
TPU (Poliuretano Termoplástico)
NBR

Carrera mm (Pulg)	Diámetro del cilindro en milímetros								
	32	40	50	63	80	100	125	160	200
25 (1")	CA32025	CA40025	CA50025	CA63025	CA80025	CA100025	CA125025X	CA160025X	CA200025X
50 (2")	CA32050	CA40050	CA50050	CA63050	CA80050	CA100050	CA125050X	CA160050X	CA200050X
75 (3")	CA32075	CA40075	CA50075	CA63075	CA80075	CA100075	CA125075X	CA160075X	CA200075X
100 (4")	CA32100	CA40100	CA50100	CA63100	CA80100	CA100100	CA125100X	CA160100X	CA200100X
125 (5")	CA32125	CA40125	CA50125	CA63125	CA80125	CA100125	CA125125X	CA160125X	CA200125X
150 (6")	CA32150	CA40150	CA50150	CA63150	CA80150	CA100150	CA125150X	CA160150X	CA200150X
175 (7")	CA32175	CA40175	CA50175	CA63175	CA80175	CA100175	CA125175X	CA160175X	CA200175X
200 (8")	CA32200	CA40200	CA50200	CA63200	CA80200	CA100200	CA125200X	CA160200X	CA200200X
250 (10")	CA32250	CA40250	CA50250	CA63250	CA80250	CA100250	CA125250X	CA160250X	CA200250X
300 (12")	CA32300	CA40300	CA50300	CA63300	CA80300	CA100300	CA125300X	CA160300X	CA200300X
350 (14")	CA32350	CA40350	CA50350	CA63350	CA80350	CA100350	CA125350X	CA160350X	CA200350X
400 (16")	CA32400	CA40400	CA50400	CA63400	CA80400	CA100400	CA125400X	CA160400X	CA200400X
450 (18")	CA32450	CA40450	CA50450	CA63450	CA80450	CA100450	CA125450X	CA160450X	CA200450X
500 (20")	CA32500	CA40500	CA50500	CA63500	CA80500	CA100500	CA125500X	CA160500X	CA200500X
600 (24")	CA32600	CA40600	CA50600	CA63600	CA80600	CA100600	CA125600X	CA160600X	CA200600X
700 (28")	CA32700	CA40700	CA50700	CA63700	CA80700	CA100700	CA125700X	CA160700X	CA200700X
800 (32")	CA32800	CA40800	CA50800	CA63800	CA80800	CA100800	CA125800X	CA160800X	CA200800X
900 (36")	CA32900	CA40900	CA50900	CA63900	CA80900	CA100900	CA125900X	CA160900X	CA200900X
1000 (40")	CA321000	CA401000	CA501000	CA631000	CA801000	CA1001000	CA1251000X	CA1601000X	CA2001000X
1100 (44")							CA1251100X	CA1601100X	CA2001100X
1200 (48")							CA1251200X	CA1601200X	CA2001200X
1300 (52")							CA1251300X	CA1601300X	CA2001300X
1400 (56")							CA1251400X	CA1601400X	CA2001400X
1500 (60")							CA1251500X	CA1601500X	CA2001500X
Ø Vástago	12 mm	16 mm	20 mm	20 mm	25 mm	25 mm	32 mm	40 mm	40 mm
Conexión	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2	G3/4	G3/4
Empaques	CAK032	CAK040	CAK050	CAK063	CAK080	CAK100	CAK125	CAK160	CAK200
Alta Temp.	CAKA032	CAKA040	CAKA050	CAKA063	CAKA080	CAKA100	CAKA125	CAKA160	

* Para carreras no standard y cilindros de doble vástago consulte con su distribuidor

Anexo D. Catálogo de Cilindros compactos ADN, ISO 21287

Cilindros compactos ADN, ISO 21287

FESTO

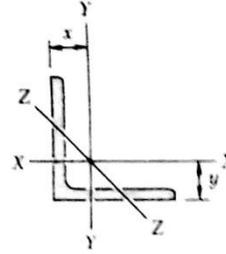
Hoja de datos

Referencias						
Tipo	Diámetro del émbolo [mm]	Carrera [mm]	I - Vástago con rosca interior P - Anillos y discos elásticos en ambos lados		A - Vástago con rosca exterior P - Anillos y discos elásticos en ambos lados	
			Nº art.	Tipo	Nº art.	Tipo
	12	5	536211	ADN-12-5-I-P-A	536204	ADN-12-5-A-P-A
		10	536212	ADN-12-10-I-P-A	536205	ADN-12-10-A-P-A
		15	536213	ADN-12-15-I-P-A	536206	ADN-12-15-A-P-A
		20	536214	ADN-12-20-I-P-A	536207	ADN-12-20-A-P-A
		25	536215	ADN-12-25-I-P-A	536208	ADN-12-25-A-P-A
		30	536216	ADN-12-30-I-P-A	536209	ADN-12-30-A-P-A
		40	536217	ADN-12-40-I-P-A	536210	ADN-12-40-A-P-A
		16	5	536226	ADN-16-5-I-P-A	536219
	10	536227	ADN-16-10-I-P-A	536220	ADN-16-10-A-P-A	
	15	536228	ADN-16-15-I-P-A	536221	ADN-16-15-A-P-A	
	20	536229	ADN-16-20-I-P-A	536222	ADN-16-20-A-P-A	
	25	536230	ADN-16-25-I-P-A	536223	ADN-16-25-A-P-A	
	30	536231	ADN-16-30-I-P-A	536224	ADN-16-30-A-P-A	
	40	536232	ADN-16-40-I-P-A	536225	ADN-16-40-A-P-A	
	50	536341	ADN-16-50-I-P-A	536331	ADN-16-50-A-P-A	
	20	5	536242	ADN-20-5-I-P-A	536234	ADN-20-5-A-P-A
	10	536243	ADN-20-10-I-P-A	536235	ADN-20-10-A-P-A	
	15	536244	ADN-20-15-I-P-A	536236	ADN-20-15-A-P-A	
	20	536245	ADN-20-20-I-P-A	536237	ADN-20-20-A-P-A	
	25	536246	ADN-20-25-I-P-A	536238	ADN-20-25-A-P-A	
	30	536247	ADN-20-30-I-P-A	536239	ADN-20-30-A-P-A	
	40	536248	ADN-20-40-I-P-A	536240	ADN-20-40-A-P-A	
	50	536249	ADN-20-50-I-P-A	536241	ADN-20-50-A-P-A	
	60	536362	ADN-20-60-I-P-A	536352	ADN-20-60-A-P-A	
	25	5	536259	ADN-25-5-I-P-A	536251	ADN-25-5-A-P-A
	10	536260	ADN-25-10-I-P-A	536252	ADN-25-10-A-P-A	
	15	536261	ADN-25-15-I-P-A	536253	ADN-25-15-A-P-A	
	20	536262	ADN-25-20-I-P-A	536254	ADN-25-20-A-P-A	

Anexo E. Propiedades de perfiles laminados de acero (Unidades SI)

Apéndice C. Propiedades de perfiles laminados de acero (Unidades SI)

Ángulos Piernas iguales



Sección y espesor, mm	Masa por metro, kg/m	Área, mm ²	Eje X-X y Eje Y-Y				Eje Z-Z
			<i>I</i> 10 ⁶ mm ⁴	<i>S</i> 10 ³ mm ³	<i>r</i> mm	<i>x</i> o <i>y</i> mm	<i>r</i> mm
L203 × 203 × 25.4	75.9	9680	37.0	259	61.8	60.2	39.6
19.0	57.9	7360	29.0	200	62.8	57.9	40.1
12.7	39.3	5000	20.2	137.0	63.6	55.6	40.4
L152 × 152 × 25.4	55.7	7100	14.78	140.4	45.6	47.2	29.7
19.0	42.7	5445	11.74	109.1	46.4	45.2	29.7
15.9	36.0	4590	10.07	92.8	46.8	43.9	30.0
12.7	29.2	3710	8.28	75.5	47.2	42.7	30.0
9.5	22.2	2800	6.41	57.8	47.8	41.7	30.2
L127 × 127 × 19.0	35.1	4480	6.53	74.2	38.2	38.6	24.8
15.9	29.8	3780	5.66	63.3	38.7	37.6	24.8
12.7	24.1	3070	4.70	51.8	39.2	36.3	25.0
9.5	18.3	2330	3.64	39.7	39.5	35.3	25.1
L102 × 102 × 19.0	27.5	3510	3.19	46.0	30.1	32.3	19.76
15.9	23.4	2970	2.77	39.3	30.5	31.2	19.79
12.7	19.0	2420	2.31	32.3	30.9	30.0	19.86
9.5	14.6	1845	1.815	24.9	31.4	29.0	20.0
6.4	9.8	1252	1.265	17.21	31.8	27.7	20.2
L89 × 89 × 12.7	16.5	2100	1.515	24.4	26.9	26.9	17.35
9.5	12.6	1600	1.195	18.85	27.3	25.7	17.45
6.4	8.6	1090	0.837	13.01	27.7	24.6	17.63
L76 × 76 × 12.7	14.0	1774	0.924	17.53	22.8	23.7	14.83
9.5	10.7	1361	0.733	13.65	23.2	22.6	14.91
6.4	7.3	929	0.516	9.46	23.6	21.4	15.04
L64 × 64 × 12.7	11.4	1452	0.512	11.86	18.78	20.5	12.37
9.5	8.7	1116	0.410	9.28	19.17	19.35	12.37
6.4	6.1	768	0.293	6.46	19.53	18.21	12.47
4.8	4.6	581	0.228	4.97	19.81	17.63	12.57
L51 × 51 × 9.5	7.0	877	0.1994	5.75	15.08	16.15	9.88
6.4	4.7	605	0.1448	4.05	15.47	15.04	9.93
3.2	2.4	312	0.0791	2.15	15.92	13.87	10.11

Anexo F. Propiedades mecánicas de los aceros para engranajes

Marca del acero	Diámetro D , mm	Ancho S , mm*	HB en el núcleo	HRC en la superficie	σ_b	σ_v	Tratamiento térmico
					MPa		
1035	Cual-Quiera	Cual-Quiera	163-192	--	550	270	Normalizado
1045	Cual-Quiera	Cualquiera	179-207	--	600	320	Normalizado
1045	125	80	235-262		780	540	Mejorado
1045	80	50	269-302		890	650	Mejorado
3140	200	125	235-262		790	640	Mejorado
3140 (40J)	125	80	269-302		900	750	Mejorado
3140	125	80	269-302	45-50	900	750	Mejorado + temple por inducción
35JM	315	200	235-362		800	670	Mejorado
35JM	200	125	269-302		920	790	Mejorado
35JM	200	125	269-302	48-53	920	790	Mejorado+ temple por inducción
4340	315	200	235-262		800	630	Mejorado
4340	200	125	269-302		920	750	Mejorado
4340 (40JN)	200	125	269-302	48-53	920	750	Mejorado+ temple por inducción
18JGT		125	300-400	56-63	1000	800	Mejorado+ cementado+temple
25JGM		125	300-400	56-63	1000	800	Mejorado+ cementado+temple

Anexos G. Valores recomendados de la relación de transmisión u y Valores recomendados para las reacciones ψ_{ba} ψ_{bdmax}

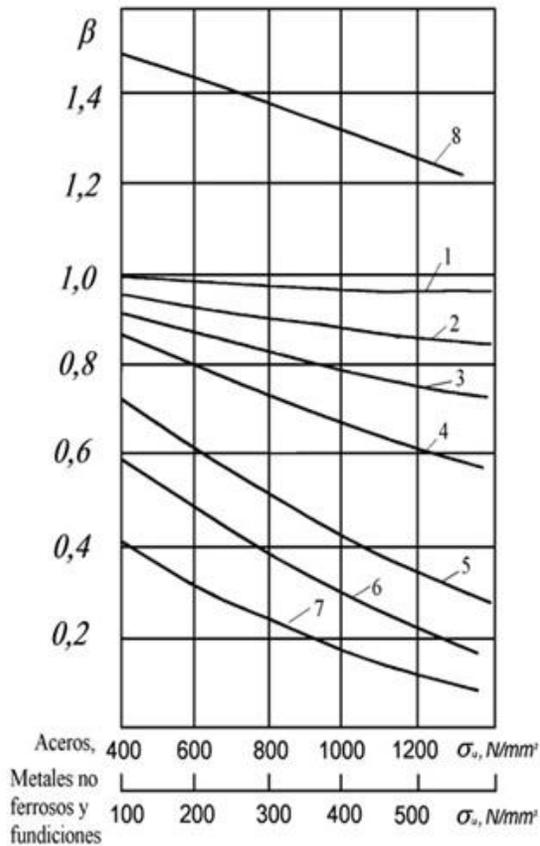
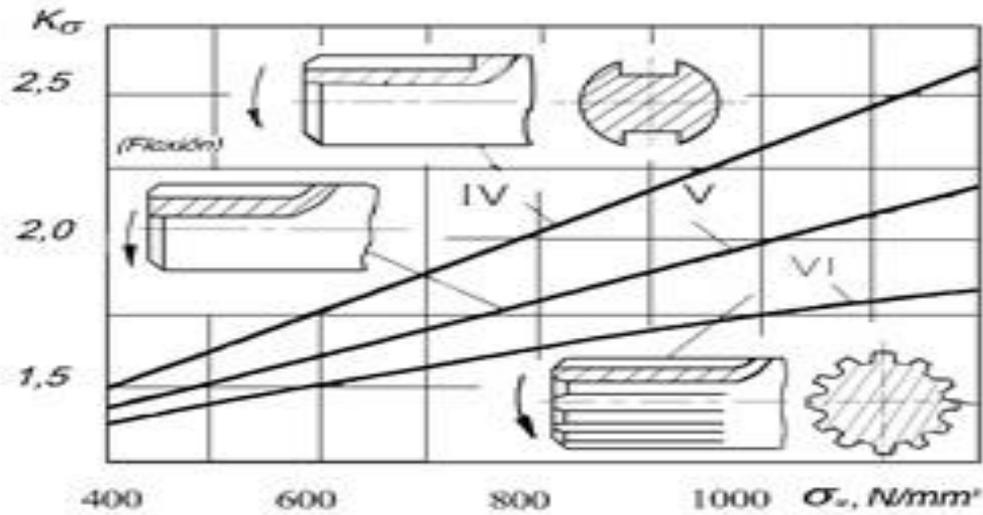
Tipo de transmisión		Valor medio	Valor máximo
Dentada Cerrada con:	Ruedas cilíndricas con dientes rectos	3—4	Hasta 10
	Ruedas cilíndricas con dientes helicoidales	3 – 5	Hasta 10
	Ruedas cilíndricas con dientes helicoidales	4 -- 6	Hasta 10
Dentada abierta con ruedas	Cilíndricas	4 -- 6	Hasta 20
Dentada cerrada con ruedas cónicas de dientes rectos		2 -- 3	Hasta 6
Transmisión por cadena		2 -- 4	Hasta 7
Transmisión Por Correa	Plana	2 -- 4	Hasta 6
	Plana con rodillo tensor	3 -- 5	Hasta 8
	Trapezoidal	2 -- 4	Hasta 7

Reductores con montaje de ruedas	Valores recomendados	Dureza de las superficies de trabajo de los dientes.	
		$H_2 \leq HB 350$ ó H_1 y $H_2 \leq HB 350$	H_1 y $H_2 > HB 350$
Simétrico	ψ_{ba}	0,3 ... 0,5	0,25 ... 0,3
	$\psi_{bd max}$	1,2 ... 1,6	0,9 ... 1,0
No simétrico	ψ_{ba}	0,25 ... 0,4	0,2 ... 0,25
	$\psi_{bd max}$	1,0 ... 1,25	0,65 ... 0,8
En voladizo	ψ_{ba}	0,2 ... 0,25	0,15 ... 0,2
	$\psi_{bd max}$	0,6 ... 0,7	0,45 ... 0,55

Anexo H. Propiedades de algunos aceros

MARCA DEL ACERO	σ_u	σ_y	$\sigma_{1/2} (S'_H)$ MPa	ϵ_1	$\delta_5, \%$	Tratamiento térmico (°C) y medio de enfriamiento	
						Temple	Revenido
1008	340 ... 420	210	--	--	34	--	--
1010	360 ... 450	220	--	--	32	--	--
1015	400 ... 490	240	170 ... 220	100 ... 130	29	--	--
1020	440 ... 540	260	--	--	26	--	--
1030	520 ... 620	300	220 ... 300	130 ... 180	22	--	--
1035	560 ... 660	320	230 ... 320	140 ... 190	21	--	--
1040	600 ... 720	340	250 ... 310	150 ... 200	19	--	--
1040	680 ... 800	420	--	--	16	830 - 850, agua, aceite	530 - 620, aire
1045	640 ... 760	360	270 ... 350	160 ... 210	17	--	--
1045	700 ... 850	440	--	--	16	830 - 850, agua, aceite	530 - 620, aire
5160 (DIN 60Cr4)	1170	1040	--	--	12	850, aceite	550, aceite
3415, <u>super-</u> impacto (DIN 14NiCr10)	1230	950	--	--	16	Temple de la capa cementada 898 - 926 °C, enfriar en aceite directamente después de cementar. <u>Revnido</u> a 200 °C	
8620 (DIN 20CrNiMo2)	800 ... 1050	600	--	--	11	820 - 850, aceite	150 - 200, aire
4140 (DIN 42CrMo4)	900 ... 1100	780	--	--	22	850, aceite	600, aire, aceite

Anexo I. Coeficientes efectivos de concentración de esfuerzos y factor de superficie



Factor de superficie β :

1- pulido de espejo; 2- pulido grosero o rectificado fino; 3- maquinado fino con butil (rectificado, fresado); 4- pulido grosero o rectificado grosero; 5- presencia de calizado o corrosión antes de la operación; 6- corrosión en agua estanca durante la operación; 7- lo mismo, en agua de mar; 8- aplicación de endurecimiento superficial [1].

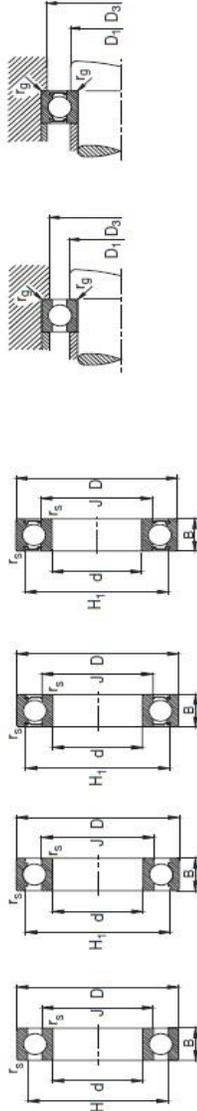
Anexo J. Cálculo de chavetas

Diámetro del árbol d , mm	Medida nominal de la chaveta, mm		Medida nominal del chavetero, mm				
	$b \times h$	Chafilán S		Profundidad		Radio r	
		máx	mín	En el árbol t_1	En el cubo t_2	máx	mín
6 a 8	2 x 2			1.2	1.0		
8 a 10	3 x 3	0.25	0.16	1.8	1.4	0.16	0.08
10 a 12	4 x 4			2.5	1.8		
12 a 17	5 x 5			3.0	2.3		
17 a 22	6 x 6	0.40	0.25	3.5	2.8	0.25	0.16
22 a 30	7 x 7			4.0	3.3		
22 a 30	8 x 7			4.0	3.3		
30 a 38	10 x 8			5.0	3.3		
38 a 44	12 x 8			5.0	3.3		
44 a 50	14 x 9	0.60	0.40	5.5	3.8	0.40	0.25
50 a 58	16 x 10			6.0	4.3		
58 a 65	18 x 11			7.0	4.4		
65 a 75	20 x 12			7.5	4.9		
75 a 85	22 x 14			9.0	5.4		
85 a 95	25 x 14	0.80	0.60	9.0	5.4	0.60	0.40
95 a 110	28 x 16			10.0	6.4		
110 a 130	32 x 18			11.0	7.4		
130 a 150	36 x 20			12.0	8.4		
150 a 170	40 x 22	1.2	1.00	13.0	9.4	1.0	0.7
170 a 200	45 x 25			15.0	10.4		
200 a 230	50 x 28			17.0	11.4		

Anexo K. Catálogo para selección de rodamientos

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, s. $C_{90}/P_{90} \geq 8$, ver Pág.41.



Eje	Dimensiones			r_{fs} mm	B	H	H ₁	H ₁ mm	J	Peso m	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares			
	d	D	D								d _{ym} kN	c _{st} C ₉₀				D ₁ mm	f ₀ max		
25	47	8	39,7	0,3	41,1	32,2	0,055	18005	14000	27	45	0,3	19000	14000	18005	27	45	0,3	
	47	12	40,2	0,6	42,5	32	0,06	6005	17000	28,2	43,8	0,6	36000	17000	6005	28,2	43,8	0,6	
	47	12	40,2	0,6	42,5	32	0,062	6005.W203B	17000	28,2	43,8	0,6	36000	17000	6005.W203B	28,2	43,8	0,6	
	47	12	40,2	0,6	42,5	32	0,063	6005.ZZR	15000	28,2	43,8	0,6	15000	17000	6005.ZZR	28,2	43,8	0,6	
	47	12	40,2	0,6	42,5	32	0,084	6005.ZRSR	10000	28,2	43,8	0,6	10000	17000	6005.ZRSR	28,2	43,8	0,6	
	47	12	40,2	0,6	42,5	32	0,083	6005.ZRSR.W203B	10000	28,2	43,8	0,6	10000	17000	6005.ZRSR.W203B	28,2	43,8	0,6	
	52	15	43,6	0,3	45,4	33,5	0,128	6205	17000	30,6	46,4	1	17000	17000	6205	30,6	46,4	1	
	52	15	43,6	0,3	45,4	33,5	0,128	6205.W203B	17000	30,6	46,4	1	17000	17000	6205.W203B	30,6	46,4	1	
	52	15	43,6	0,3	45,4	33,5	0,132	6205.ZZR	14000	30,6	46,4	1	14000	17000	6205.ZZR	30,6	46,4	1	
	52	15	43,6	0,3	45,4	33,5	0,132	6205.ZRSR	9000	30,6	46,4	1	9000	17000	6205.ZRSR	30,6	46,4	1	
30	52	18	43,6	0,3	45,4	33,5	0,158	6205.ZRSR	9000	30,6	46,4	1	9000	17000	6205.ZRSR	30,6	46,4	1	
	62	17	50,2	1,1	52,5	36,4	0,234	6305	15000	32	55	1	28000	15000	6305	32	55	1	
	62	17	50,2	1,1	52,5	36,4	0,237	6305.W203B	15000	32	55	1	28000	15000	6305.W203B	32	55	1	
	62	17	50,2	1,1	52,5	36,4	0,24	6305.ZZR	11000	32	55	1	11000	15000	6305.ZZR	32	55	1	
	62	17	50,2	1,1	52,5	36,4	0,242	6305.ZRSR	7500	32	55	1	7500	15000	6305.ZRSR	32	55	1	
	62	17	50,2	1,1	52,5	36,4	0,245	6305.ZRSR.W203B	7500	32	55	1	7500	15000	6305.ZRSR.W203B	32	55	1	
	62	24	50,2	1,1	52,5	36,4	0,272	6205.ZRSR	7500	32	55	1	7500	15000	6205.ZRSR	32	55	1	
	60	21	63,1	1,5	63,1	45,4	0,56	6405	22000	36	69	1,5	22000	14000	6405	36	69	1,5	
	30	55	9	47,5	0,3	48,8	37,7	0,082	16006	12000	32	53	0,3	16000	12000	16006	32	53	0,3
	30	55	13	47,2	0,6	49,2	38,3	0,122	6006	15000	34,6	50,4	1	32000	15000	6006	34,6	50,4	1
30	55	13	47,2	0,6	49,2	38,3	0,109	6006.W203B	15000	34,6	50,4	1	32000	15000	6006.W203B	34,6	50,4	1	
30	55	13	47,2	0,6	49,2	38,3	0,125	6006.ZZR	13000	34,6	50,4	1	13000	15000	6006.ZZR	34,6	50,4	1	
30	55	13	47,2	0,6	49,2	38,3	0,125	6006.ZRSR	8500	34,6	50,4	1	8500	15000	6006.ZRSR	34,6	50,4	1	

Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

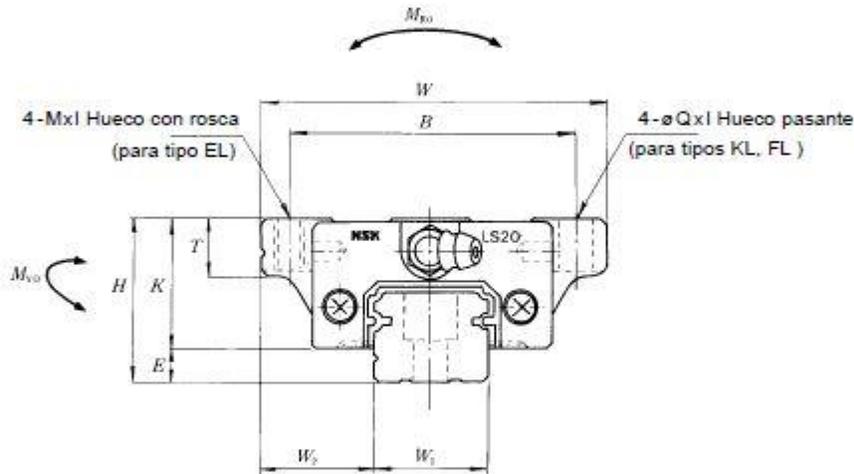
- Intr oducción
- Re ferencia s de Bol as
- Indicadores Rodillos Cilíndricos
- Indicadores Rodillos Esféricos
- Indicadores Rodillos Cónicos
- Indicadores de Empuje
- Chumaceras Pesadas
- Referencia s Super Precisión
- Movimiento Lineal
- Edici ón

Tipo Pestaña	
LAS-KL (Z) :	Acero Estándar
LAS-FL (Z) :	
LAS-EL (Z) :	
LAS-KLS (Z) :	Acero Inoxidable
LAS-KLS (Z) :	

Nota: Consulte NSK por precio y entrega de Acero Inoxidable.

Guías Lineales

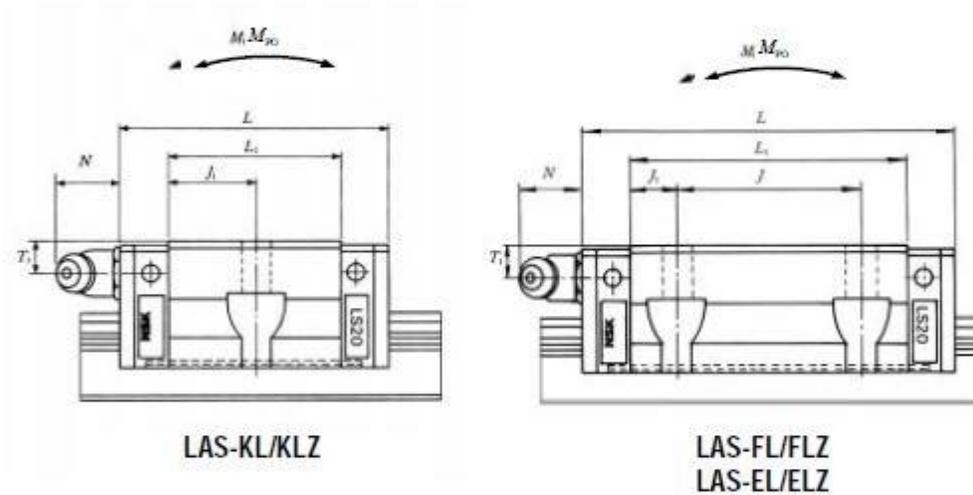
Serie LS
Tabla Dimensiones Patin



Modelo No.	Dimension Ensam.				Dimensiones Patines								Tam. Tornillo Hueco Pasante Q	
	H	E	W ₂	W	B x J	L	L ₁	J ₁	K	T	Q x I	M x I		
LAS15 KL/KLZ	24	4.6	18.5	52	41 x 26	40.4	23.6	11.8	19.4	8	4.5 x 7	M 5 x 8	M4	
LAS15 FL/FLZ					41 x 26	56.8	40.0	7.0					4.5 x 7	M4
LAS15 EL/ELZ					41 x 26	56.8	40.0	7.0					4.5 x 7	M4
LAS20 KL/KLZ	28	6.0	19.5	59	49 x 32	47.2	30.0	15.0	22.0	10	5.5 x 9	M 6 x 10	M5	
LAS20 FL/FLZ					49 x 32	65.2	48.0	8.0					5.5 x 9	M5
LAS20 EL/ELZ					49 x 32	65.2	48.0	8.0					5.5 x 9	M5
LAS25 KL/KLZ	33	7.0	25.5	73	60 x 35	59.6	38.0	19.5	26.0	11	7 x 10	M 8 x 12	M6	
LAS25 FL/FLZ					60 x 35	81.6	60.0	12.5					7 x 10	M6
LAS25 EL/ELZ					60 x 35	81.6	60.0	12.5					7 x 10	M6
LAS30 KL/KLZ	42	9.5	31.0	90	72 x 40	67.4	42.0	21.5	33.5	11	9 x 12	M 10 x 18	M8	
LAS30 FL/FLZ					72 x 40	96.4	71.0	15.5					9 x 12	M8
LAS30 EL/ELZ					72 x 40	96.4	71.0	15.5					9 x 12	M8

Guías Lineales

Serie LS



Graseras			Capacidad Básica de Carga					Peso (kgf)	Modelo No.
Especif. Rosca Hueco Mont.	T ₁	N	Dinámico C (kgf)	Estático C ₀ (kgf)	Par Estático (kg·m)				
					M ₁₀₀	M ₅₀	M ₂₀		
Ø3 (Thru Hole)	6.0	3	465	845	4	2	2	0.17	LAS15 KL/KLZ
			685	1270	7	5	5	0.26	LAS15 FL/FLZ
			685	1270	7	5	5	0.26	LAS15 EL/ELZ
M6x0.75	5.5	11	670	1240	9	4	4	0.24	LAS20 KL/KLZ
			910	1780	13	9	9	0.35	LAS20 FL/FLZ
			910	1780	13	9	9	0.35	LAS20 EL/ELZ
M6x0.75	7.0	11	1080	1900	14	7	7	0.44	LAS25 FL/FLZ
			1470	2970	25	21	20	0.66	LAS25 EL/ELZ
			1470	2970	25	21	20	0.66	LAS30 KL/KLZ
M6x0.75	8.0	11	1620	2700	25	11	11	0.76	LAS30 FL/FLZ
			2390	4400	48	36	36	1.2	LAS30 EL/ELZ
			2390	4400	48	36	36	1.2	LAS30 EL/ELZ

Introducción
 Rodamientos de bolas
 Rodamientos Abiertos Cilíndricos
 Rodamientos Rodillos Exteriores
 Rodamientos Rodillos Dientes
 Rodamientos de Empuje
 Chumbreras Pesadas
 Rodamientos Super Precisión
 Movimiento Lineal
 Guías

Anexo N. Dimensiones y capacidad de carga de las bolas transportadoras

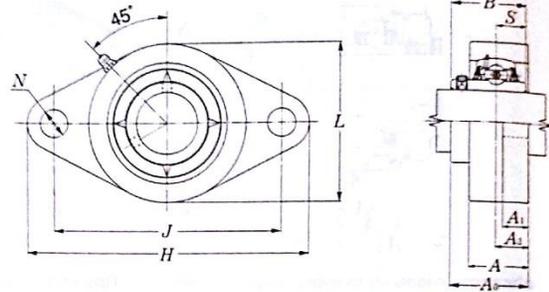
REF No.	AGUJEROS DE FIJACION	TAMAÑO DE LA BOLA (mm)	PESO (g)	DIMENSIONES (mm)										MAXIMA CAPACIDAD DE CARGA (kg)							
				A	B	C	D	E	F	G	H	O	TIPO 13	TIPO 14	TIPO 15	TIPO 16					
				Diámetro máximo	Altura de trabajo de la bola	Exposición de la bola por encima del anillo exterior	Diámetro del cuerpo	Distancia de la base y la vagoneta estanda por debajo de la vagoneta	Espesor de la valona	R.C. o centros de los agujeros de fijación	Diámetro de los agujeros de fijación	Diámetro del asiento de la bola	BOUCA ARRIBA	BOUCA ABAJO	BOUCA ARRIBA	BOUCA ABAJO	BOUCA ARRIBA	BOUCA ABAJO	BOUCA ARRIBA	BOUCA ABAJO	
3016	2	15	45	41.3	10.2	4	22.2 ±0.2	8.3	3.2	30 ±0.2	3.5	23	12	6	8	4	12	6	12	6	6
3000	2	19	87	61	10	3.2	29.1 ±0.2	12	3.2	44.5 ±0.2	5.1	29.5	25	10	20	10	25	10	25	10	10
3006	3																				
3025	2	25	135	56	14.6	7.3	34.7 ±0.2	14.6	4	45.5 ±0.2	4.5	35	55	25	25	10	55	25	55	25	25
1000	2	25	175	73	14.2	6.3	37.2 ±0.2	15.8	3.5	55.6 ±0.2	5.1	38.1	125	55	25	10	55	25	125	55	55
1008	3																				
1022	3	32	265	73.7	16.2	8	45.5 ±0.2	19.9	4.2	58.7 ±0.2	7	46	140	60	25	10	125	55	140	60	100
1035	2																				
2000	2	40	515	89	21.4	8.7	55.6 ±0.2	24.6	6	70 ±0.2	7	56	140	60	N/A	N/A	140	60	140	60	100
2011	3																				
4001	3	50	1065	120.7	28.3	14.3	75.3 ±0.2	30.2	6.3	92 ±0.2	8	76	340	100	N/A	N/A	250	100	340	100	100

Anexo O. Catálogo de chumaseras

UCFLG2

NTN

Chumacera tipo brida ovalada (Serie de acero laminado)
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Diámetro del eje mm	Número 1) de la chumacera	Dimensiones nominales										Tamaño del perno mm	Número del rodamiento
		H	J	A ₂	A ₁	A	N	L	A ₀	B	S		
12	UCFLG201D1	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC201D1
15	UCFLG202D1	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC202D1
17	UCFLG203D1	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC203D1
20	UCFLG204D1	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC204D1
25	UCFLG205D1	130	99	16	13	27	16	68	35.8	34.1	14.3	M14	UC205D1
30	UCFLG206D1	148	117	18	13	31	16	80	40.2	38.1	15.9	M14	UC206D1
35	UCFLG207D1	161	130	19	15	34	16	90	44.4	42.9	17.5	M14	UC207D1
40	UCFLG208D1	175	144	21	15	36	16	100	51.2	49.2	19	M14	UC208D1
45	UCFLG209D1	188	148	22	16	38	19	108	52.2	49.2	19	M16	UC209D1
50	UCFLG210D1	197	157	22	16	40	19	115	54.6	51.6	19	M16	UC210D1
55	UCFLG211D1	224	184	25	18	43	19	130	58.4	55.6	22.2	M16	UC211D1
60	UCFLG212D1	250	202	29	18	48	23	140	68.7	65.1	25.4	M20	UC212D1
65	UCFLG213D1	258	210	30	22	50	23	155	69.7	65.1	25.4	M20	UC213D1
70	UCFLG214D1	265	216	31	22	54	23	160	75.4	74.6	30.2	M20	UC214D1
75	UCFLG215D1	275	225	34	22	56	23	165	78.5	77.8	33.3	M20	UC215D1
80	UCFLG216D1	290	233	34	22	58	25	180	83.3	82.6	33.3	M22	UC216D1
85	UCFLG217D1	305	248	36	24	63	25	190	87.6	85.7	34.1	M22	UC217D1
90	UCFLG218D1	320	265	40	24	68	25	205	96.3	96	39.7	M22	UC218D1

Observaciones: 1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasera.

Anexo P. Catálogo de Válvulas 3/2.

Válvulas con rodillo escamoteable, válvulas con palanca escamoteable

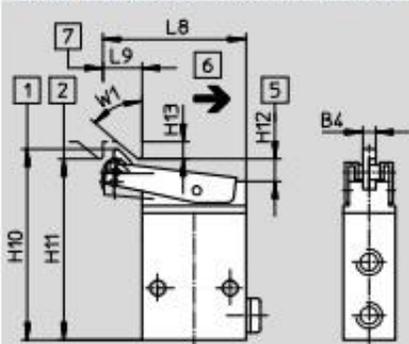
FESTO

Hoja de datos

Dimensiones

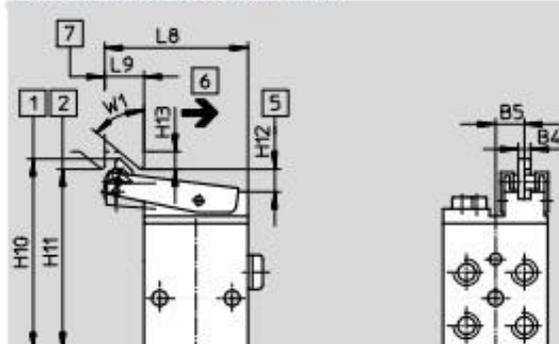
Datos CAD disponibles en www.festo.com

Válvula con palanca escamoteable LS-3-1/8, LOS-3-1/8



- 1 Posición inicial
- 2 Posición de conexión
- 5 Borde inferior de la guía o de la leva de mando
- 6 Retorno sin carga
- 7 Trayecto mínimo de conmutación

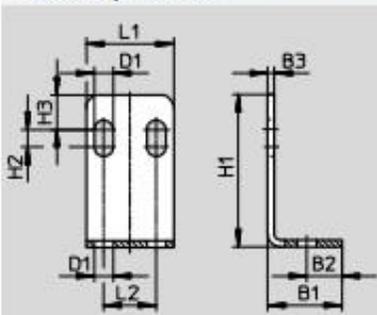
Válvula con palanca escamoteable LS-4-1/8



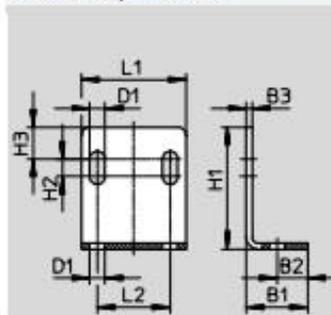
- 1 Posición inicial
- 2 Posición de conexión
- 5 Borde inferior de la guía o de la leva de mando
- 6 Retorno sin carga
- 7 Trayecto mínimo de conmutación

Válvula con palanca escamoteable	B4	B5	L8	L9	H10	H11	H12 +0,2, -0,3	H13	W1
LS-3-1/8, LOS-3-1/8	4,4	-	49,5	13,5	66	62,5	7,5	6	50*
LS-4-1/8	4,4	9	49,5	13,5	66	62,5	7,5	6	50*

Escuadra de fijación HV-M5



Escuadra de fijación HV-1/8



Escuadra de fijación	B1	B2	B3	D1	L1	L2	H1	H2	H3
HV-M5	17	8	1,5	4,3	20	12	35	4	8
HV-1/8	21	10,5	2	5,3	36	25	42	6	11

Anexo Q. Válvula de simultaneidad.

Válvula de simultaneidad (AND)

TP 101, BIBB-P (from 2005)

Con la válvula de simultaneidad se obtiene presión en la salida aplicando presión a ambas entradas (función AND).

- Construcción: puerta AND (válvula de simultaneidad)
- Margen de presión: 100 – 1000 kPa (1 – 10 bar)
- Caudal nominal 1, 1/3...2: 550 l/min



Anexo R. Catálogo de Reguladores de Caudal.

Válvulas de estrangulación y antirretorno GRLA, NPT

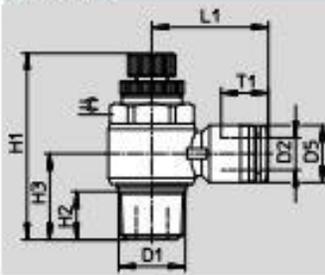
FESTO

Hoja de datos

Materiales	
Parte roscada	Latón niquelado
Tornillo hueco	Latón niquelado
Anillo para soltar	POM
Cabezal moleteado	Latón, niquelado
Tornillo de regulación	Latón, niquelado
Conexión orientable	PBT reforzado
Junta	NBR
Nota sobre el material	Contiene sustancias que afectan al proceso de pintura
	Conformidad con RoHS

Dimensiones

Datos CAD disponibles en → www.festo.com



Tipo	Conexión	Tubo flexible de diámetro exterior D2	D5	H1		H2	H3	L1	T1	∠C
				Mín.	Máx.					
GRLA-10-32-UNF	UNF10/32	3/8	7,8	26,9	29,1	3,6	10,3	16,5	11,4	5/16
		1/2	10,5				10,3	20,3	14,9	
		3/4	11,5				10,4	21,6	15,9	
		1	13,0				10,6	23,7	16,8	
GRLA-1/4	NPT1/4	1/2	10,5	34,9	39,8	8,2	15,1	23,7	14,9	7/16
		3/4	11,5				15,1	24,3	15,9	
		1	13,0				15,2	24,9	16,8	
		1 1/4	14,5				16,2	26,6	18,7	
GRLA-3/4	NPT3/4	1/2	10,5	40,6	47,0	11,0	18,4	25,6	14,9	1 1/8
		3/4	11,5				18,4	26,2	15,9	
		1	13,0				18,4	26,8	16,8	
		1 1/4	14,5				19,2	28,5	18,7	
GRLA-1	NPT1	3/4	13,0	47,9	54,9	13,1	21,9	28,4	16,8	3/4
		1	11,5				21,9	27,8	15,9	
		1 1/4	14,5				21,9	29,6	18,7	
		1 1/2	17,5				22,6	30,7	20,1	
GRLA-1 1/2	NPT1 1/2	1	20,8	53,9	61,3	16,5	24,1	34,0	22,9	1 1/8
		1 1/4	14,5				26,5	32,4	18,7	
		3/4	17,5				26,5	33,2	20,1	
		1/2	20,8				27,7	36,5	22,9	

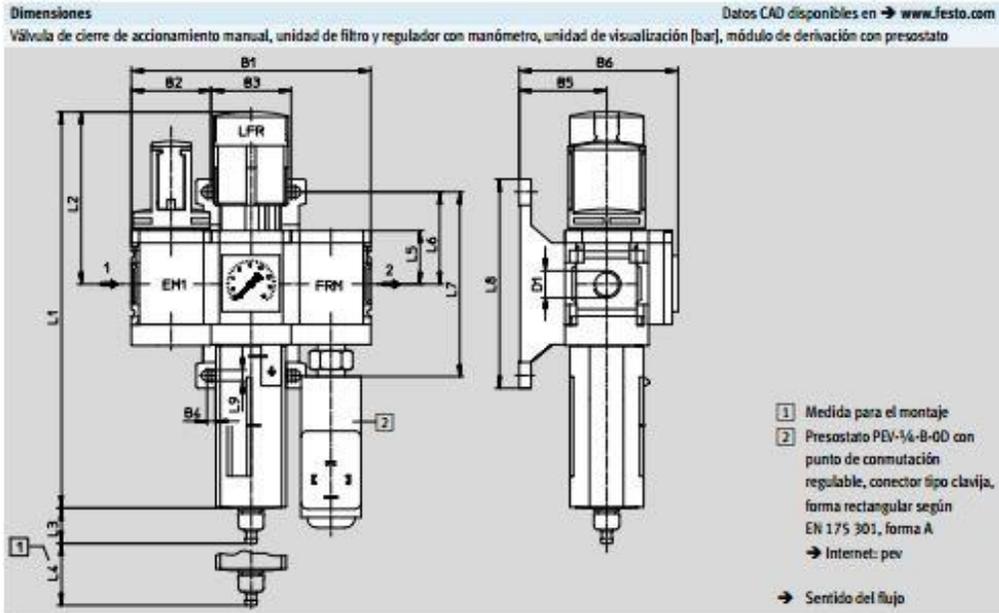
Anexo S. Catálogo de Unidades de mantenimiento

• Nuevo
MSB...-C3J1F12

Combinaciones de unidades de mantenimiento MSB4/MSB6, serie MS

FESTO

Hoja de datos - Combinación 4



Tipo	B1	B2	B3	B4	B5	B6	D1	L1	L2
MSB4	120,6	40,2	40,2	4	44	80	G1/4	201	87
MSB6	186	62	62	4,5	54	100	G1/2	285	134,5

Tipo	L3 Descarga del condensado		L4	L5	L6	L7	L8	L9
	Manual con giro	Automática						
MSB4	17,7	20,4	25	27	46,5	93,2	106	5,6
MSB6	15,8	18,5	68	39	71	142	158	6,6

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