



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**Seminario de Graduación 2010, previo a la obtención del Título de  
Ingeniero Mecánico**

**TEMA:**

---

**“ANÁLISIS DE UN SISTEMA CON ACTUADORES NEUMÁTICOS PARA  
ESTABLECER PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN UNA LÍNEA DE  
PRODUCCIÓN EN EL LABORATORIO DE NEUMÁTICA DE LA UTA”**

---

**AUTOR: Washington Fabián Gavilanes Cartagena**

**TUTOR: Ing. María Belén Ruales**

**AMBATO - ECUADOR**

**2011**

## **CERTIFICACIÓN**

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo “ANÁLISIS DE UN SISTEMA CON ACTUADORES NEUMÁTICOS PARA ESTABLECER PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN EN EL LABORATORIO DE NEUMÁTICA DE LA UTA”. Trabajo elaborado por el egresado Sr. Gavilanes Cartagena Washington Fabián.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Está concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

**Ambato, Agosto del 2011**

.....

**ING. MARÍA BELÉN RUALES**

**TUTOR**

## **AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO**

Los criterios emitidos en el trabajo de investigación bajo el tema “ANÁLISIS DE UN SISTEMA CON ACTUADORES NEUMÁTICOS PARA ESTABLECER PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN EN EL LABORATORIO DE NEUMÁTICA DE LA UTA”, así como de los contenidos, ideas, análisis, conclusiones, son de exclusiva responsabilidad de su autor.

**Ambato, Agosto del 2011**

## **EL AUTOR**

.....

**Washington Fabián Gavilanes Cartagena**

**Egresado de Ingeniería Mecánica**

**C.I. 180388344-4**

## **DEDICATORIA**

A mis padres con profundo cariño, de manera muy especial a mi madre por su constante apoyo y estar a mi lado en los momentos difíciles cuando mas la necesitaba, a mis hermanas por sus consejos acertados y toda la confianza depositada para que culmine con éxito mi carrera estudiantil. A todas ellas les debo lo que soy en la vida.

## **AGRADECIMIENTO**

A dios el ser supremo creador de todo y responsable de que estemos con vida, a la Universidad Técnica de Ambato de manera especial a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por haber permitido forjarme en este centro de enseñanza, a todos los docentes de la misma que durante mi estadía supieron guiarme con sus sabios conocimientos desinteresadamente a pesar de las circunstancias. A todos los que conforman esta facultad mis más sinceros agradecimientos

# ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

## A. PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
RESUMEN EJECUTIVO.....	xii

## B.TEXTO: INTRODUCCIÓN

### CAPÍTULO I EL PROBLEMA

1.1 Tema.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	1
1.2.1 Contextualización.....	1
1.2.2 Análisis Crítico.....	2
1.2.3 Prognosis.....	3
1.2.4 Formulación del problema.....	3
1.2.5 Preguntas Directrices.....	3
1.2.6 Delimitación del Problema.....	4
1.2.6.1 Delimitación de Contenido.....	4
1.2.6.2 Delimitación Espacial.....	4
1.2.6.3 Delimitación de Tiempo.....	4
1.3 Justificación.....	4
1.4 Objetivos.....	5
1.4.1 Objetivo General.....	5
1.4.2 Objetivos Específicos.....	5

## CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes Investigativos.....	6
2.2 Fundamentación Filosófica.....	7
2.3 Fundamentación Teórica.....	8
2.3.1 Neumática.....	8
2.3.2 El Aire Comprimido.....	11
2.3.2.1 Características del Aire Comprimido.....	12
2.3.3 Rentabilidad de los equipos neumáticos.....	13
2.3.4 Sistemas Neumáticos.....	14
2.3.5 Actuadores Neumáticos.....	18
2.3.5.1 Cilindros Neumáticos.....	19
2.3.5.1.1 Cilindros de simple efecto.....	19
2.3.5.1.2 Cilindros de doble efecto.....	20
2.3.5.2 Fuerza del cilindro.....	22
2.3.5.2.1 Longitud de carrera.....	24
2.3.5.2.2 Consumo de Aire.....	24
2.3.5.2.3 Velocidad del émbolo.....	25
2.3.5.4 Válvulas Neumáticas.....	26
2.3.6 Control Industrial.....	28
2.3.6.1 Relés.....	28
2.3.6.2 Temporizadores.....	29
2.3.6.3 Pulsadores.....	30
2.3.6.4 Sensor Final de Carrera.....	30
2.3.6.5 Manómetros.....	31
2.3.7 Reductores y Motorreductores.....	31
2.3.8 Engranés.....	32
2.3.8.1 Engranés Rectos.....	33
2.3.8.2 Engranés Helicoidales.....	34
2.3.8.3 Mecanismo Piñón Cremallera.....	35
2.3.8.4 Materiales para engranes.....	36
2.3.9 Proceso Industrial.....	36
2.4 Categorías Fundamentales.....	37
2.5 Fundamentación Legal.....	37

2.6 Hipótesis.....	38
2.7 Señalamiento de las variables.....	38
2.7.1 Variable independiente.....	38
2.7.2 Variable dependiente.....	38

### **CAPÍTULO III METODOLOGÍA**

3.1 Metodología de investigación.....	39
3.2 Tipo de investigación.....	39
3.3 Población y muestra.....	40
3.4 Niveles de Investigación.....	40
3.5 Operacionalización de variables.....	41
3.5.1 Variable independiente.....	41
3.5.2 Variable dependiente.....	42
3.6 Plan de recolección de información.....	43
3.7 Plan de procesamiento de la información.....	43
3.7.1 Representación escrita.....	43
3.7.2 Representación gráfica.....	43

### **CAPÍTULO IV ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

4.1 Análisis de resultados.....	44
4.2 Interpretación de resultados.....	53
4.3 Verificación de hipótesis.....	65

### **CAPITULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

5.1 Conclusiones.....	66
5.2 Recomendaciones.....	67



## CAPITULO VI PROPUESTA

6.1 Datos informativos.....	68
6.1.1 Tema.....	68
6.1.2 Beneficiarios.....	68
6.1.3 Ubicación.....	68
6.1.4 Equipo Técnico Responsable.....	68
6.2 Antecedentes de la propuesta.....	68
6.3 Justificación.....	69
6.4 Objetivos.....	70
6.4.1 Objetivo General.....	70
6.4.2 Objetivos Específicos.....	70
6.5 Análisis de factibilidad.....	70
6.6 Fundamentación.....	72
6.6.1 Selección del cilindro neumático.....	72
6.6.1.1 Dimensionamiento del cilindro neumático.....	74
6.6.1.2 Cálculo de la fuerza del cilindro.....	75
6.6.1.3 Rendimiento de los cilindros.....	75
6.6.1.4 Velocidad del émbolo(vástago en los cilindros).....	75
6.6.1.5 Consumo de aire.....	76
6.6.2 Selección de la válvula.....	76
6.6.3 Parámetros de Diseño.....	77
6.6.3.1 Cálculo del reductor de velocidades.....	77
6.6.3.2 Cálculo del mecanismo piñón y cremallera.....	85
6.6.3.3 Análisis de Fuerzas.....	90
6.6.3.3.1 Análisis de Fuerzas en los Engranés Helicoidales.....	90
6.6.3.3.2 Análisis de Fuerzas en los Engranés Rectos.....	94
6.6.4 Selección de rodamientos.....	99
6.6.5 Verificación del diseño.....	103
6.6.6 Cálculo de la velocidad de la mesa.....	105
6.6.7 Parámetros de Funcionamiento.....	106
6.7 Metodología.....	107
6.8 Administración.....	111
6.8.1 Costos directos.....	111

6.8.2 Costos indirectos.....	113
6.8.3 Costo total de la implementación del sistema.....	114
6.9 Previsión de la evaluación.....	114
6.9.1 Plan de mantenimiento.....	114
6.9.2 Plan de mejoras.....	115

## **C. MATERIALES DE REFERENCIA**

### **BIBLIOGRAFÍA**

### **ANEXOS**

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Sistema neumático básico.....	14
Figura 2.2 Compresor de émbolo de una etapa.....	15
Figura 2.3 Válvula de estrangulación.....	17
Figura 2.4 Válvula reguladora de caudal unidireccional.....	18
Figura 2.5 Válvula de escape rápido.....	18
Figura 2.6 Partes de cilindros de simple efecto.....	20
Figura 2.7 Partes de cilindros de doble efecto.....	22
Figura 2.8 Válvula reguladora de caudal.....	28
Figura 2.9 Relés electromecánicos.....	29
Figura 2.10 Temporizador.....	29
Figura 2.11 Manómetros de presión.....	31
Figura 2.12 Nomenclatura de los dientes de engrane.....	33
Figura 2.13 Esquema de piñón y cremallera.....	35
Figura 4.1 Presiones de sujeción para Madera MDF.....	53
Figura 4.2 Velocidades de sujeción para Madera MDF.....	54
Figura 4.3 Fuerzas de sujeción para Madera MDF.....	54
Figura 4.4 Presiones de sujeción para Acero A36.....	55
Figura 4.5 Velocidades de sujeción para Acero A36.....	56
Figura 4.6 Fuerzas de sujeción para Acero A36.....	56
Figura 4.7 Tiempo empleado con el sistema manual.....	58
Figura 4.8 Tiempo empleado con el sistema automatizado.....	60
Figura 4.9 Comparación del tiempo por los dos sistemas.....	60
Figura 4.10 Cantidad estimada con el sistema manual.....	62
Figura 4.11 Cantidad estimada con el sistema automatizado.....	64
Figura 4.12 Comparación de la cantidad por los dos sistemas.....	64
Figura 6.1 Generación de engranes helicoidales.....	81
Figura 6.2 Generación de engranes rectos. ....	85
Figura 6.3 Fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal.....	91
Figura 6.4 Fuerzas que actúan entre dos engranes rectos.....	95
Figura 6.5 Fuerzas que actúan en el piñón.....	95
Figura 6.6 Fuerzas que actúan en el engrane.....	97
Figura 6.7 Tensiones generadas en la plancha.....	103

Figura 6.8 Desplazamientos generados en la plancha.....	103
Figura 6.9 Deformaciones unitarias generadas en la plancha.....	104
Figura 6.10 Factor de Seguridad.....	104
Figura 6.11 Mecanismo de accionamiento.....	109
Figura 6.12 Ubicación de componentes.....	109
Figura 6.13 Calibración del temporizador.....	110
Figura 6.14 Dispositivos de accionamiento.....	110
Figura 6.15 Sistema de sujeción .....	110

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Porcentajes aproximados de los componentes del aire.....	12
Tabla 4.1 Presiones de trabajo para la sujeción .....	45
Tabla 4.2 Velocidades de trabajo para la sujeción.....	46
Tabla 4.3 Fuerzas de trabajo para la sujeción.....	47
Tabla 4.4 Presiones de trabajo para la sujeción.....	49
Tabla 4.5 Velocidades de trabajo para la sujeción.....	50
Tabla 4.6 Fuerzas de trabajo para la sujeción.....	51
Tabla 4.7 Sistema Manual.....	57
Tabla 4.8 Sistema Automatizado.....	59
Tabla 4.9 Sistema Manual.....	61
Tabla 4.10 Sistema Automatizado.....	63
Tabla 6.1 Tiempo en distancia.....	107
Tabla 6.2 Costos de materiales neumáticos utilizados.....	111
Tabla 6.3 Costos de materiales mecánicos empleados.....	111
Tabla 6.4 Costos de materiales eléctricos y varios.....	112
Tabla 6.5 Costos de maquinarias y equipos.....	113

## **RESUMEN EJECUTIVO**

El presente trabajo investigativo tiene como finalidad abordar una problemática existente en muchas instituciones a nivel mundial como es el desarrollo científico en determinadas áreas de la ingeniería, para este caso se pretende dar apertura a los estudiantes de la facultad con un sistema innovado el que permitirá desarrollar prácticas y además servirá como una guía para la ejecución de un proceso, esto con el fin de despertar el interés de propietarios de empresas para que emprendan esta clase de proyectos que buscan solucionar una necesidad industrial.

La metodología desarrollada se basa en investigaciones de tipo bibliográfico, de campo porque se realizó en un laboratorio de la facultad y netamente experimental porque mediante aquello se estableció parámetros óptimos para el correcto funcionamiento del sistema.

Los resultados obtenidos demostraron claramente cuales fueron los requerimientos de los estudiantes de la facultad y mediante aquello se determinaron algunos vacíos en determinadas áreas de la carrera.

Mediante el sistema implementado se verificó que si es posible establecer parámetros en el laboratorio para que posteriormente puedan ser aplicados en un proceso industrial con la finalidad de utilizar componentes que de alguna manera ayuden a simplificar el trabajo manual.

## **EXECUTIVE SUMMARY**

The present investigative work has as purpose to approach an existent problem in many institutions at world level as it is the scientific development in certain areas of the engineering, for this case it is sought to give opening to the students of ability with an innovated system the one that will allow to develop practical and it will also serve like a guide for the execution of a process, this with the purpose of stirring up the interest of proprietors of companies so that they undertake this class of projects that you look for to solve an industrial necessity.

The developed methodology is based on investigations of bibliographical type, of field because he was carried out in a laboratory of the ability and highly experimental because by means of that he settled down good parameters for the correct operation of the system.

The obtained results demonstrated clearly which they were the requirements of the students of the ability and by means of that some holes were determined in certain areas of the career.

By means of the implemented system it was verified that if it is possible to establish parameters in the laboratory so that later on they can be applied in an industrial process with the purpose of using components that somehow help to simplify the manual work.

# **CAPÍTULO I**

## **EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**

### **1.1 TEMA:**

**“Análisis de un sistema con actuadores neumáticos para establecer parámetros de funcionamiento en una línea de producción en el laboratorio de neumática de la UTA”**

### **1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

#### **1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN**

En síntesis podría decirse que la neumática puede estar presente en cualquier proceso industrial manual o semiautomático que requiera incrementar su producción, aumentando la calidad del producto y mejorar su calidad.

La automatización de los diferentes procesos industriales, releva al hombre de ciertas actividades. La sociedad industrial tiene ante si, un reto importante en crear nuevos puestos de trabajo, con mayor especialización del personal. Resulta paradójico que en los países más industrializados a nivel mundial como Japón y Estados Unidos, las nuevas tecnologías han creado más puestos de trabajo que en los demás países.<sup>1</sup>

La progresiva sustitución de la energía humana por las energías neumática, hidráulica o eléctrica responde sobre todo a un intento de minimizar los costos de producción y conseguir la automatización de los diferentes procesos industriales.

De este modo, la neumática se ha convertido en un elemento imprescindible en la automatización de la producción de todos los sectores industriales.

---

<sup>1</sup> [http://www.tecnologiaindustrial.info/index.php?main\\_page=document\\_general\\_info&cPath=412&products\\_id=381](http://www.tecnologiaindustrial.info/index.php?main_page=document_general_info&cPath=412&products_id=381)



En el Ecuador el auge de los sistemas neumáticos ha permitido un sin número de aplicaciones que van desde las más simples hasta las más complejas, es bastante común que los sistemas neumáticos estén presentes en muchas automatizaciones esto con la finalidad de reemplazar mano de obra o también como un medio seguro ante posibles accidentes.

En la facultad de Ingeniería Mecánica de la UTA se dispone de un laboratorio que está equipado con muchos componentes neumáticos los cuales no son utilizados para fines determinados, por esta razón sufren un deterioro con el paso del tiempo es por ello que surge la necesidad de aplicarlos para un fin establecido y así observar las funciones de cada uno de ellos.

### **1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO**

Durante mucho tiempo los sistemas neumáticos eran poco conocidos debido al poco interés que existía por la automatización en general, tal vez por sus costos para la adquisición de estos equipos, motivo por el cual no se realizaban proyectos de investigación referentes a esta área causando un desinterés por el funcionamiento de estos sistemas.

También se tenía una falsa percepción que el consumo de energía de los sistemas neumáticos era elevado, por el contrario los sistemas neumáticos son los que más ventajas presentan en cuanto a costo con respecto a otros sistemas como los hidráulicos, eléctricos, etc .

Los sistemas neumáticos permiten realizar una serie de aplicaciones sin necesidad de conocer a fondo el funcionamiento de cada uno de sus componentes ya que permiten ser accionados de acuerdo a las solicitudes establecidas por los usuarios de los mismos además de poseer una regulación para cada uso en particular, y en cuanto a disponibilidad se los encuentra en el mercado normalmente.

### **1.2.3 PROGNOSIS**

El no establecer parámetros de funcionamiento en una línea de producción cuando no se tienen antecedentes previos limitaría las capacidades de las personas en la búsqueda de soluciones adecuadas para resolver situaciones en las cuales no es suficiente con conocer a fondo el objeto de estudio.

Los equipos con los que cuenta el laboratorio de la facultad sufrirían un deterioro sino son utilizados debidamente y esto conllevaría a que posteriormente se desconozcan cuáles son sus funciones y aplicaciones además de los propósitos para los cuales fueron adquiridos.

### **1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Con el análisis de un sistema con actuadores neumáticos se podrá establecer parámetros óptimos de funcionamiento que se asemejen a una línea de producción en el laboratorio de neumática de la UTA?

### **1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES**

¿Qué tipo de análisis será necesario para determinar el comportamiento de un sistema con actuadores neumáticos?

¿Cuáles son los parámetros a considerar para un funcionamiento adecuado del sistema a emplearse?

¿Cuáles características permitirán al sistema su óptima ejecución asemejándose a una línea de producción?

## **1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA**

### **1.2.6.1 Delimitación de contenido:**

**Tema:** Análisis de un sistema con actuadores neumáticos para establecer parámetros de funcionamiento en una línea de producción en el laboratorio de neumática de la UTA.

**Aspecto:** Establecer parámetros de funcionamiento.

**Área:** Neumática.

**Campo:** Ingeniería Mecánica.

### **1.2.6.2 Delimitación espacial:**

La presente investigación se llevará a cabo en el laboratorio de neumática de la UTA.

### **1.2.6.3 Delimitación de tiempo:**

La presente investigación se realizará en el periodo comprendido entre los meses de Abril 2011 y Agosto 2011.

## **1.3 JUSTIFICACIÓN**

La presente investigación tiene como propósito general brindar un enfoque más amplio en cuanto a bondades que tienen los sistemas neumáticos dentro de la automatización, por consiguiente se pretende analizar una problemática que se produce en los laboratorios de la facultad y de esta forma cual será la que más se ajuste a la respectiva aplicación neumática.

Es de gran importancia la implementación de sistemas automatizados ya que permiten conocer más a fondo el objeto de estudio así como sus ventajas y desventajas en comparación con otros sistemas que poco a poco van perdiendo

espacio en el campo de la Ingeniería que hoy en día busca actualizarse en cuanto a desarrollo tecnológico se refiere.

La factibilidad que tiene la presente investigación es óptima de poder realizarla ya que de esta manera se motivará más a los estudiantes de la facultad para que emprendan una variedad de proyectos con la ayuda de la implementación adecuada sistemas automatizados y además despertará un mayor interés en el área de la neumática y otras afines.

Este proyecto investigativo también servirá de gran aporte para los estudiantes de la facultad ya que verán fortalecidos sus conocimientos teóricos a través de la práctica que constituye un pilar fundamental en el desenvolvimiento dentro de la sociedad.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

- Analizar un sistema con actuadores neumáticos para establecer parámetros de funcionamiento en una línea de producción en el laboratorio de neumática de la UTA.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar las principales propiedades que poseen los sistemas con actuadores neumáticos.
- Describir los parámetros a considerar para el funcionamiento adecuado del sistema.
- Identificar las características del sistema que puedan asemejarse a una línea de producción.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS**

**Fuente:** Tesis

**Autor:** Luis Alberto Viracocha Chicaiza

**Año de publicación:** 2009

**Lugar:** Empresa Novacero S.A de Lasso

**Tema:** “Diseño e Implementación del Sistema Neumático para el funcionamiento de la Planta Acería en la Empresa Novacero S.A en el sector Lasso”

**Objetivo General:**

Estudiar e implementar el sistema neumático que permitirá un adecuado funcionamiento de la planta Acería en la Empresa Novacero S.A

**Conclusiones:**

- Se determinó la energía extraída debido a la apertura de las válvulas de membrana, que son un valor muy alto respecto de la energía de entrada.
- Se determinó la eficiencia energética total del sistema neumático la cual corresponde en forma cercana a valores de eficiencia de otros dispositivos mecánicos como bombas centrífugas, motores eléctricos pequeños.

**Fuente:** Tesis

**Autor:** Ricardo Mauricio Escobar Freire

**Año de publicación:** 2008

**Lugar:** FICM de la UTA

**Tema:** “Diseño y Construcción de una prensa hidráulica automática para el montaje de probetas metalográficas en caliente para el laboratorio de materiales de la FICM”

**Objetivo General:**

Realizar el diseño y construcción de una prensa hidráulica automática para el montaje de probetas metalográficas en caliente para el laboratorio de materiales de la FICM.

**Conclusiones:**

- Se verificó que la aplicación del Teorema de Pascal es muy útil para la multiplicación de fuerza por medio de transmisión de fluidos hidráulicos de un punto a otro con ayuda de una bomba hidráulica y de un motor eléctrico se transformo la energía eléctrica en hidráulica, luego por medio de un cilindro hidráulico transformarla en energía mecánica.
- Se ha puesto en evidencia que para el cálculo de la capacidad de carga de cilindros hidráulicos se ha tomado como referencia la ecuación de Euler ya que se les considera como columnas sometidas a pandeo, en este estudio se desprecia la carga producida por su propio peso del vástago por la relación de su peso y la carga aplicada.

## **2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA**

La presente investigación se basa en el paradigma crítico-propositivo debido a las características que posee este paradigma bajo ciertos parámetros de investigación que se tomarán en cuenta en el desarrollo de la investigación.

Este paradigma permitirá la comprensión de la realidad en la que se encuentran los laboratorios de la facultad debido a que todavía no se implementan sistemas automatizados en los mismos bajo ciertos parámetros.

Para ello se deberá realizar una investigación comprendida e influida por valores que permitan obtener un sistema eficaz y sustentado técnicamente con procedimientos y normas de diseño.

Además se dará apertura a la participación de todos quienes forman parte de la facultad, exponer si el sistema es adecuado para la solución de múltiples tareas, con ello se fomentará la integración de estudiantes y autoridades en la búsqueda de salidas a dificultades que se encuentran frecuentemente. Con el análisis de un sistema con actuadores neumáticos se verificará si se ha cumplido las metas trazadas al desarrollar la propuesta.

La formulación de la propuesta permitirá que la solución a este problema vaya de acuerdo a las necesidades de los estudiantes de la facultad, y además se mejorará la interacción entre estudiantes y autoridades.

## **2.3 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

### **2.3.1 NEUMÁTICA**

La técnica neumática constituye hoy en día el complemento ideal de la mecánica en cualquier proceso de producción moderno. Muchos problemas de ingeniería a largo de los años han sido resueltos mediante la mecánica tradicional, pero con la incorporación relativamente reciente de esta tecnología se ha conseguido simplificar las máquinas haciendo mas sencillos los movimientos, a la vez que se ha logrado cierto grado de automatización de forma sencilla y económica. La automatización se ha convertido con el paso del tiempo en una necesidad cotidiana que no solo afecta ya a las grandes empresas sino a cualquier industria independientemente de su capacidad de producción. Se trata de sustituir los procesos manuales por mecanismos y máquinas automáticos, que eviten en lo

posible la participación directa del hombre para lograr mayor rapidez y seguridad en los sistemas productivos.<sup>2</sup>

La neumática juega aquí un papel importante debido, sobre todo, a que resulta muy flexible y capaz de ser utilizada en prácticamente cualquier tipo de industria.

De los diferentes campos donde se aplica cabe destacar: máquinas y mecanismos diversos en la industria en general, elevación y transporte, industria alimentaria, manipulación y robotización, medida y control, automoción, obras públicas, agricultura etc.

La energía neumática suele encontrarse fácilmente disponible. Cualquier taller o industria, por pequeña que sea posee un compresor general que alimenta diferentes puntos de la planta de producción, desde donde se toma para ser utilizada. El proyectista de sistemas neumáticos diseña el equipo, conecta el dispositivo o máquina a esos puntos y se olvida por completo de la producción de la energía.

Es necesario advertir también que no siempre puede ser utilizada esta forma de transmisión de energía ya que tiene ciertas limitaciones. La mayor de ellas es por supuesto la fuerza. Con la neumática no es conveniente sobrepasar los 30000 N (3000 Kp) de fuerza directa. Otra limitación importante es el ruido, existen actividades como por ejemplo centros hospitalarios donde su uso está muy limitado debido al ruido que producen los escapes de aire de los diferentes componentes.

De los antiguos griegos procede la expresión "Pneuma", que designa la respiración, el viento y, en filosofía, también el alma.

Como derivación de la palabra "Pneuma" se obtuvo, entre otras cosas el concepto Neumática que trata los movimientos y procesos del aire.<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

<sup>3</sup> <http://www.sapiensman.com/neumatica/index.htm#introduccion>



Aunque los rasgos básicos de la neumática se cuentan entre los más antiguos conocimientos de la humanidad, no fue sino hasta el siglo pasado cuando empezaron a investigarse sistemáticamente su comportamiento y sus reglas. Sólo desde aprox. 1950 podemos hablar de una verdadera aplicación industrial de la neumática en los procesos de fabricación.

Es cierto que con anterioridad ya existían algunas aplicaciones y ramos de explotación como por ejemplo en la minería, en la industria de la construcción y en los ferrocarriles (frenos de aire comprimido).

La irrupción verdadera y generalizada de la neumática en la industria no se inició, sin embargo, hasta que llegó a hacerse más acuciante la exigencia de una automatización y racionalización en los procesos de trabajo.

A pesar de que esta técnica fue rechazada en un inicio, debido en la mayoría de los casos a falta de conocimiento y de formación, fueron ampliándose los diversos sectores de aplicación.

En la actualidad, ya no se concibe una moderna explotación industrial sin el aire comprimido. Este es el motivo de que en los ramos industriales más variados se utilicen aparatos neumáticos.

#### Ventajas de la Neumática<sup>4</sup>

- Facilidad de implantación. La instalación es más sencilla, rápida y limpia.
- Los componentes neumáticos que conforman el circuito son más económicos.
- Los componentes neumáticos son de menor peso y de menor volumen. Aquí es preciso excluir los elementos de trabajo ya que para igualdad de esfuerzo son más voluminosos en neumática.
- Los movimientos son más rápidos.

---

<sup>4</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

- La elasticidad que ofrece este medio puede ser utilizada en determinados montajes donde sea precisa esta característica.
- En muchos casos de automatización la neumática es autosuficiente.
- La energía neumática puede almacenarse y ser transportada en recipientes herméticamente cerrados.
- Las instalaciones de aire comprimido son insensibles a los cambios de temperatura y no hay peligro de incendio o de explosión.

#### Desventajas de la neumática<sup>5</sup>

- Fuerza limitada.
- La compresibilidad del aire presenta un problema en no pocos casos.
- Los escapes de aire son muy ruidosos. La incorporación de silenciadores en los escapes reduce el problema pero no lo elimina.
- El aire una vez utilizado es evacuado al exterior sin ser reutilizado. Ello supone cierta suciedad en los escapes y en el entorno debido fundamentalmente al aceite de lubricación que lleva en suspensión el aire de las instalaciones convencionales.

### **2.3.2 EL AIRE COMPRIMIDO**

El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre y aprovecha para reforzar sus recursos físicos.

El descubrimiento consciente del aire como medio - materia terrestre - se remonta a muchos siglos, lo mismo que un trabajo más o menos consciente con dicho medio.

El primero del que sabemos con seguridad es que se ocupó de la neumática, es decir, de la utilización del aire comprimido como elemento de trabajo, fue el griego KTESIBIOS. Hace más de dos mil años, construyó una catapulta de aire comprimido. Uno de los primeros libros acerca del empleo del aire comprimido

---

<sup>5</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

como energía procede del siglo I de nuestra era, y describe mecanismos accionados por medio de aire caliente.

El aire utilizado en las instalaciones neumáticas se concentra en una de las partes de la atmósfera conocida como troposfera que va desde el nivel del mar hasta unos 18 km en el ecuador y hasta unos 8 km sobre los polos.

El aire es una mezcla de gases compuesto principalmente de nitrógeno, oxígeno, helio, neón, argón, dióxido de carbono, vapor de agua y algunas partículas sólidas en suspensión. Su densidad es de 1,293 kg/m<sup>3</sup>.

Tabla 2.1. Porcentajes aproximados de los componentes del aire

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

N	78%
O	20%
He, Ne, Ar.	1,3%
dioxido de carbono, vapor de agua, partículas sólidas	Resto

### 2.3.2.1 CARACTERÍSTICAS DEL AIRE COMPRIMIDO<sup>6</sup>

El aire comprimido empleado en la industria es aire de la atmósfera sometido a presiones de hasta unos 12 bar (12 Kp/cm<sup>2</sup>) aproximadamente. Es una energía fácilmente transportable, pero no se recomiendan grandes distancias en su distribución debido a las pérdidas de carga que se originan en tuberías y racores de unión.

Se puede almacenar en depósitos que eviten el continuo funcionamiento de los compresores con lo cual se alarga la vida de las máquinas.

---

<sup>6</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

El aire como se sabe es un gas casi perfecto caracterizándose esencialmente por su fluidez, compresibilidad y elasticidad. La fluidez permite a sus partículas no ofrecer resistencia apenas al deslizamiento, la compresibilidad hace que una determinada cantidad de gas pueda reducir su volumen si éste se encuentra en un recinto herméticamente cerrado, la elasticidad permite que al comprimirlo en ese mismo recinto ejerza sobre sus paredes una determinada presión normal a las superficies en contacto.

Otra de las características que ofrece este medio de transmisión es que el aire comprimido es antideflagrante y por tanto insustituible en ambientes explosivos o con riesgo de incendio. Puede también regularse el flujo con facilidad, simplemente estrangulando el paso de aire. Otra de las cualidades notables que ofrece el aire comprimido es la de poder regular los esfuerzos en los elementos de trabajo controlando la presión de una forma muy simple.

### **2.3.3 RENTABILIDAD DE LOS EQUIPOS NEUMÁTICOS**

Como consecuencia de la automatización y racionalización, la fuerza de trabajo manual ha sido reemplazada por otras formas de energía; una de éstas es muchas veces el aire comprimido.

El aire comprimido es una fuente cara de energía, pero, sin duda, ofrece indudables ventajas. La producción y acumulación del aire comprimido, así como su distribución a las máquinas y dispositivos suponen gastos elevados. Pudiera pensarse que el uso de aparatos neumáticos está relacionado con costos especialmente elevados. Esto no es exacto, pues en el cálculo de la rentabilidad es necesario tener en cuenta, no sólo el costo de energía, sino también los costos que se producen en total. En un análisis detallado, resulta que el costo energético es despreciable junto a los salarios, costos de adquisición y costos de mantenimiento .

### 2.3.4 SISTEMAS NEUMÁTICOS

La neumática precisa de una estación de generación y preparación del aire comprimido formado por un compresor de aire, un depósito, un sistema de preparación del aire (filtro, lubricador y regulador de presión), una red de tuberías para llegar al utilizador y un conjunto de preparación del aire para cada dispositivo neumático individual.<sup>7</sup>

Un sistema neumático básico se compone de dos secciones principales:

- Sistema de producción y distribución de aire.
- Sistema de consumo de aire o utilización.

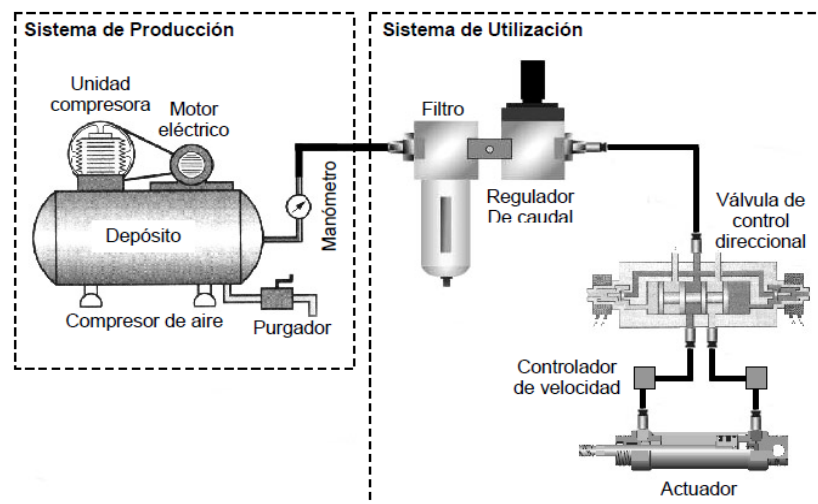


FIGURA 2.1 Sistema neumático básico

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas%20neumáticos.pdf).)

El sistema de producción y distribución de aire está compuesto básicamente por la compresora de aire, la cual a su vez está compuesta por seis componentes:

**Unidad compresora:** Es un elemento que aspira el aire a presión atmosférica y lo comprime mecánicamente. Existen muchos tipos de unidades compresoras, divididos principalmente en dos categorías:

<sup>7</sup> Neumática e Hidráulica Antonio Creus Solé

Alternantes:

- De émbolo
- De diafragma

Rotatorios:

- De paleta
- De tornillo

La unidad compresora más sencilla es el compresor de émbolo de una etapa. Este compresor aspira el aire a presión atmosférica y lo comprime a la presión deseada en una sola compresión.

Cuando el émbolo se mueve hacia abajo crea una presión mas baja que la de la atmósfera forzando la entrada de aire en el cilindro a través de la válvula de admisión. Cuando el émbolo se mueve hacia arriba, la válvula de admisión se cierra y el aire se comprime forzando a que la válvula de escape se abra para descargar el aire comprimido dentro del depósito.

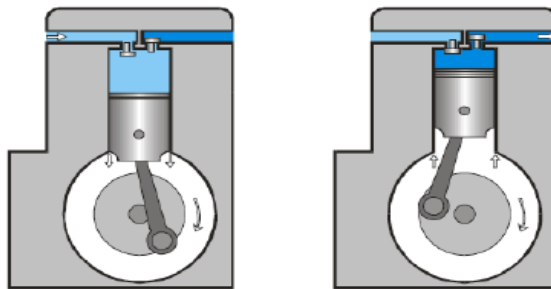


FIGURA 2.2 Compresor de émbolo de una etapa

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas%20neumáticos.pdf).)

Motor eléctrico: Transforma la energía eléctrica en energía mecánica para mover la unidad de compresión.

Depósito: Es un tanque especial que almacena el aire comprimido y soporta altas presiones. Entre mayor sea su volumen mayores deberán ser los intervalos de

funcionamiento de la unidad de compresión. El aire es entregado desde el depósito hacia el sistema neumático a una presión más elevada transformando así la energía mecánica de la unidad de compresión en energía neumática.

Válvula anti-retorno: Deja pasar el aire comprimido de la unidad de compresión al depósito pero impide su retorno.

Manómetro: Indicador visual de la presión del aire dentro del depósito.

El sistema de utilización del aire está compuesto por:

Unidad de acondicionamiento de aire: Consta de un separador de agua y un filtro de impurezas. El filtro sirve para mantener la línea libre de impurezas como polvo u óxido. El separador de agua hace girar rápidamente el aire para que las partículas de agua que se hayan condensado en las tuberías se depositen en el fondo del vaso.

Regulador: Se trata de una válvula general manual que permite regular fácilmente la presión de salida del depósito hacia el sistema neumático. Muchas veces cuenta con un manómetro propio que indica la presión de flujo.

Válvulas de control direccional: Existen muchos tipos de válvulas neumáticas en el mercado, pero todas tienen como función controlar el paso del aire entre sus vías abriendo, cerrando o cambiando sus conexiones internas dependiendo del tipo de actuador que se desee controlar. Pueden ser activadas de diversas formas: manualmente, por circuitos eléctricos, neumáticos, hidráulicos o mecánicos.

Este tipo de válvulas son clasificadas por:

Número de vías: Orificios de los que dispone la válvula para distribuir el paso de fluido (2, 3, 4 o 5 vías).

Número de posiciones: Estados posibles que puede adoptar internamente (2 o 3 posiciones).

Su forma de accionamiento:

**Monoestable:** Tiene una única posición estable. Significa que puede tomar varias posiciones pero al ser desactivada siempre regresa a la misma posición estable mediante un resorte.

**Biestable:** Tienen dos posiciones estables, cada vez que se activa conmuta entre estos dos estados sin regresar al anterior.

**Actuadores:** Son los encargados de transformar la energía neumática en energía mecánica.

**Controladores de velocidad:** También llamadas válvulas de caudal, regulan la cantidad de aire que las atraviesa por unidad de tiempo. Estos elementos dentro del circuito neumático influyen sobre la velocidad final de los actuadores o provocan retardos en los circuitos de mando como un temporizador. Se catalogan en tres grupos:

**Válvulas de estrangulación:** Produce un estrechamiento en la conducción de forma que origina una disminución del caudal que la atraviesa.

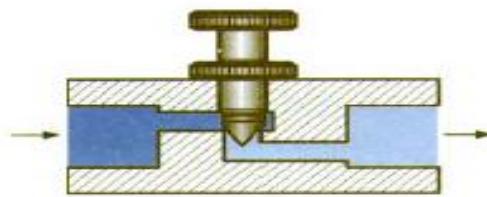


FIGURA 2.3 Válvula de estrangulación

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas%20neumáticos.pdf).)

**Válvulas reguladoras de caudal unidireccional:** Su función es la misma que la de las válvulas de estrangulación con la única diferencia que el flujo de aire solo puede ir en una dirección y no puede regresar gracias a un elemento antiretorno.



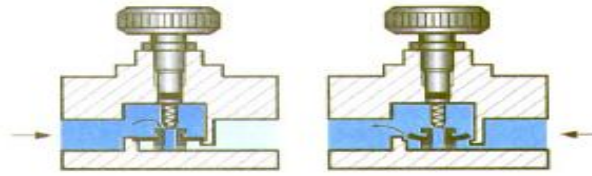


FIGURA 2.4 Válvula reguladora de caudal unidireccional

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas%20neumáticos.pdf).)

Válvulas de escape rápido: Es una válvula bidireccional, pero al aumentar la presión hacia una dirección el aire escapa rápidamente.

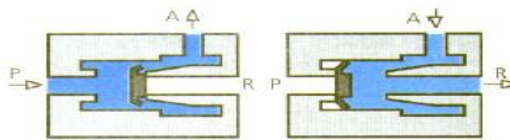


FIGURA 2.5 Válvula de escape rápido

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas%20neumáticos.pdf).)

### 2.3.5 ACTUADORES NEUMÁTICOS

El trabajo de estudio de la automatización de una máquina no acaba con el esquema del automatismo a realizar, sino con la adecuada elección del receptor a utilizar y la perfecta unión entre éste y la máquina a la cual sirve.

En un sistema neumático los receptores son los llamados actuadores neumáticos o elementos de trabajo, cuya función es la de transformar la energía neumática del aire comprimido en trabajo mecánico.

Los actuadores neumáticos convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico generando un movimiento lineal mediante servomotores de diafragma o cilindros, o bien un movimiento giratorio con motores neumáticos.<sup>8</sup>

Los actuadores neumáticos se clasifican en dos grandes grupos:

- Cilindros
- Motores

<sup>8</sup> Neumática e Hidráulica Antonio Creus Solé

Aunque el concepto de motor se emplea para designar a una máquina que transforma energía en trabajo mecánico, en neumática solo se habla de un motor si es generado un movimiento de rotación, aunque es también frecuente llamar a los cilindros motores lineales.

### **2.3.5.1 CILINDROS NEUMÁTICOS**

Los cilindros neumáticos son, por regla general, los elementos que realizan el trabajo. Su función es la de transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de retroceso. Generalmente, el cilindro neumático está constituido por un tubo circular cerrado en los extremos mediante dos tapas, entre las cuales se desliza un émbolo que separa dos cámaras. Al émbolo va unido a un vástago que saliendo a través de ambas tapas, permite utilizar la fuerza desarrollada por el cilindro en virtud de la presión del fluido al actuar sobre las superficies del émbolo.

El funcionamiento del cilindro es el siguiente: para hacer avanzar el vástago, el aire a presión penetra por el orificio de la cámara trasera llenándola y haciendo avanzar al vástago. Para que esto sea posible el aire de la cámara delantera ha de ser desalojado al exterior a través del orificio correspondiente. En el retroceso del vástago se invierte el proceso haciendo que el aire penetre por el orificio de la tapa delantera y sea evacuado al exterior a través del conducto unido a la tapa trasera.<sup>9</sup>

Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en la que se realiza el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

- Cilindros de simple efecto
- Cilindros de doble efecto

#### **2.3.5.1.1 Cilindros de Simple Efecto**

El cilindro de simple efecto solo puede realizar trabajo en un único sentido, es decir, el desplazamiento del émbolo por la presión del aire comprimido tiene lugar en un solo sentido, pues el retorno a su posición inicial se realiza por medio de un

---

<sup>9</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

muelle recuperador que lleva el cilindro incorporado o bien mediante la acción de fuerzas exteriores.

En la práctica existen varios tipos. Los más empleados son los cilindros de émbolo. El movimiento de trabajo es efectuado por el aire a presión que obliga a desplazarse al émbolo comprimiendo el muelle.

Según la disposición del muelle, los cilindros de simple efecto pueden aplicarse para trabajar a compresión (vástago desplazado en reposo y muelle en cámara posterior).

Mediante el resorte recuperador incorporado, queda limitada la carrera de los cilindros de simple efecto; por regla general la longitud de la carrera no supera los 100 mm. Por razones prácticas, son los del diámetro pequeño y la única ventaja de estos cilindros es su reducido consumo de aire, por lo que suelen aplicarse como elementos auxiliares en las automatizaciones.

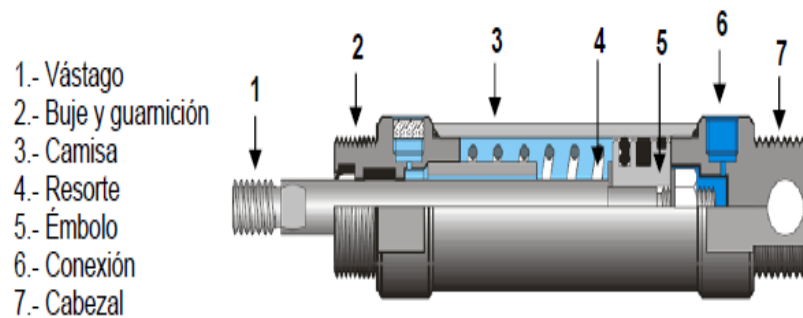


FIGURA 2.6 Partes de cilindros de simple efecto

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas_neumaticos.pdf).)

### 2.3.5.1.2 Cilindros de Doble Efecto

Al decir doble efecto se quiere significar que tanto el movimiento de salida como el de entrada son debidos al aire comprimido, es decir, el aire comprimido ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro, de esta forma puede realizar trabajo en los sentidos del movimiento.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los cilindros de simple efecto; incluso si no es necesario ejercer una fuerza en los sentidos, el cilindro de doble efecto es preferible al cilindro de simple efecto con muelle de retorno incorporado.

El cilindro de doble efecto se construye siempre en forma de cilindro de émbolo y posee dos tomas para el aire comprimido situadas a ambos lados del émbolo. Al aplicar el aire a presión en la cámara posterior y comunicar la cámara anterior con la atmósfera a través de una válvula, el cilindro realiza la carrera de avance.

La carrera de retroceso se efectúa introduciendo aire a presión en la cámara anterior y comunicando la cámara posterior con la atmósfera, igualmente a través de una válvula para la evacuación del aire contenido en esa cámara de cilindro. Para una presión determinada en el circuito, el movimiento de retroceso en un cilindro de doble efecto desarrolla menos fuerza que el movimiento de avance, ya que la superficie del émbolo se va ahora reducida por la sección transversal del vástago. Los cilindros de doble efecto pueden ser:

- Sin amortiguación
- Con amortiguación

En la práctica el uso de uno u otro depende de la carga y velocidad de desplazamiento. Por ejemplo, cuando la carga viene detenida por dos topes externos y pueden aplicarse a los cilindros de amortiguación.

Sin embargo, cuando la carga no viene detenida por tales topes se debe recurrir a la utilización de los cilindros con amortiguador.

Los cilindros de doble efecto presentan las siguientes ventajas sobre los cilindros de simple efecto:

- Posibilidad de realizar trabajo en los dos sentidos
- No se pierde fuerza para dejar de comprimir al muelle
- No se aprovecha toda la longitud del cuerpo del cilindro como carrera útil.

Los fabricantes de cilindros adoptan varios criterios sobre las dimensiones de los mismos, ya que, según las implicaciones geográficas o las licencias de fabricación que poseen, adoptan unas u otras normativas.

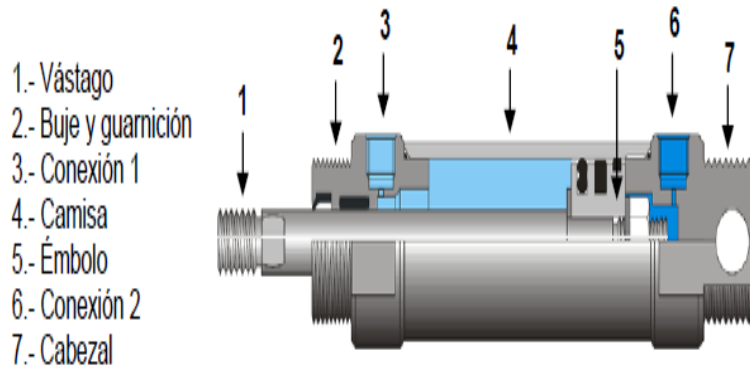


FIGURA 2.7 Partes de cilindros de doble efecto

(Fuente: [www.tecnologíaindustrial.com/sistemas neumáticos.pdf](http://www.tecnologíaindustrial.com/sistemas_neumaticos.pdf).)

### 2.3.5.2 Fuerza del Cilindro<sup>10</sup>

La fuerza desarrollada por un cilindro de doble efecto al avanzar el vástago depende de la presión del aire, de la sección del émbolo y del rendimiento o pérdidas por rozamiento en las juntas dinámicas. En el retroceso será preciso considerar también el diámetro del vástago.

Generalmente la fuerza de un cilindro se calcula para una presión de aire de unos 6 bar, que es la que normalmente, garantiza la red de distribución. Eso no significa que puedan ser consideradas otras presiones por encima o por debajo de la mencionada. En todos los casos, y dada la facilidad con que se regula la presión, es conveniente sobre dimensionar algo el cilindro por si, accidentalmente, en un momento determinado, la red proporciona una presión inferior a la estimada en principio.

La fuerza teórica del émbolo se calcula de la siguiente manera:

$$F_{teórica} = P * A \quad \text{Ecuación (2.1)}$$

<sup>10</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

$$A = \left( \frac{\pi * D^2}{4} \right) \quad \text{Ecuación (2.2)}$$

Donde:

$F_{teórica}$  = Fuerza teórica del émbolo (N)

$A$  = Superficie útil del émbolo (cm<sup>2</sup>)

$P$  = Presión de trabajo (KPa, 10<sup>5</sup>N/m<sup>2</sup>, Bar)

$D$  = Diámetro del émbolo (mm)

En cilindros de doble efecto la fuerza efectiva de avance será:

$$F_a = \frac{\pi}{4} * D^2 * P * R \quad \text{Ecuación (2.3)}$$

Donde:

$F_a$  = Fuerza del cilindro en daN (o en Kp)

$D$  = Diámetro del cilindro en cm

$P$  = Presión del aire en bar (o en Kp/cm<sup>2</sup>)

$R$  = Rendimiento del cilindro

La fuerza en retroceso será:

$$F_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P * R \quad \text{Ecuación (2.4)}$$

Donde:

$d$  = Diámetro del vástago en cm

### 2.3.5.2.1 Longitud de carrera

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

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de la guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal.

### 2.3.5.2.2 Consumo de Aire<sup>11</sup>

El consumo de aire en cilindros o en otros actuadores es de vital importancia para evaluar las dimensiones del compresor y del depósito, o simplemente para conocer el gasto energético de los elementos neumáticos.

El consumo de aire de un cilindro depende de varios factores: sección del cilindro, carrera del mismo, frecuencia del ciclo y presión de trabajo.

Normalmente el consumo de aire en litros se expresa a presión atmosférica o a presión del aire libre. Pero no solamente consume aire el cilindro sino que el resto de componentes, incluidas las tuberías, contribuyen también a incrementar el consumo.

En los cilindros de doble efecto, será preciso considerar el ciclo completo, es decir, avance y retroceso del émbolo, en cambio, en los de simple efecto bastará con tener en cuenta el consumo en el avance, que es cuando se alimenta de aire a la presión de trabajo.

En cilindros de doble efecto, el volumen de aire necesario por ciclo completo de ida y vuelta a la presión de trabajo es:

$$V = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)C \quad \text{Ecuación (2.5)}$$

---

<sup>11</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

Donde:

$V$  = Volumen del aire en litros

$D$  = Diámetro interior del cilindro en cm

$d$  = Diámetro del vástago en cm

$C$  = Carrera del vástago en cm

El volumen de aire para el mismo cilindro a la presión atmosférica será:

$$V = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)C * P \quad \text{Ecuación (2.6)}$$

Donde:

$P$  = Presión de trabajo del cilindro en bar

En el caso de consumo de aire o cantidad de aire que circula por una tubería, suele emplearse el término caudal, que es la cantidad de aire que circula por una tubería en un determinado tiempo. Normalmente se expresa en litros por minuto.

Si se considera que el cilindro de doble efecto realiza un número de ciclos por minuto, se tendrá que el caudal será:

$$Q = \frac{\pi * C * P * n}{4000} (2D^2 - d^2) \quad \text{Ecuación (2.7)}$$

Donde:

$Q$  = Caudal en l/min a la presión atmosférica

$n$  = Número de ciclos/minuto

### **2.3.5.2.3 Velocidad del Émbolo**

La velocidad media del émbolo en los cilindros estándar está comprendida entre 0.1 y 1.5 m/s. En los cilindros especiales la velocidad puede ser mayor. Nunca deben utilizarse los cilindros sin amortiguación para trabajar a grandes velocidades o bajo condiciones de choque.



#### **2.3.5.4 VÁLVULAS NEUMÁTICAS**

Los circuitos neumáticos están constituidos por los actuadores que efectúan el trabajo y por aquellos elementos de señalización y de mando que gobiernan el paso del aire comprimido, y por lo tanto la maniobra de aquellos, denominándose de una manera genérica válvulas.

Estos elementos tienen como finalidad mandar o regular la puesta en marcha o el paro del sistema, el sentido del flujo, así como la presión o el caudal del fluido procedente del depósito regulador.

Según su función las válvulas se subdividen en los grupos siguientes:

Válvulas de vías o distribuidoras

Válvulas de bloqueo

Válvulas de presión

Válvulas de caudal y de cierre

##### **Válvulas distribuidoras.**

Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de seguir el aire en cada momento, gobernando a la postre el sentido de desplazamiento de los actuadores. Trabajan en dos o más posiciones fijas determinadas. En principio, no pueden trabajar en posiciones intermedias.

Una válvula distribuidora controla el flujo del aire en una dirección determinada por distintas vías. Se entiende como vías a diferentes caminos que puede seguir el aire, una de estas válvulas cuenta con varios de ellos en su interior. Las vías son seleccionadas de acuerdo a que camino se desea siga el aire, es decir de donde proviene y adonde continuará. Existen innumerables tipos de válvulas distribuidoras, clasificadas de acuerdo a características varias, entre las cuales podemos citar: número de vías, tipo de accionamiento (neumático, eléctrico, etc.), funcionamiento entre otras.

### **Válvulas de bloqueo**

Son válvulas destinadas a impedir, condicionar o dificultar el paso del flujo en uno u otro sentido.

### **Válvulas de presión**

Estas válvulas influyen principalmente sobre la presión, o están condicionadas por el valor que tome aquélla. Entre ellas destacan las siguientes:

Válvulas reguladoras de presión.

Válvulas limitadoras de presión.

Válvulas de secuencia.

### **Válvulas de caudal y de cierre**

Estas válvulas tienen como finalidad regular el caudal que las atraviesan y con ello controlar la velocidad de los vástagos de los cilindros. Lo anterior se consigue estrangulando la sección de paso, de manera similar a una simple estrangulación.

Estas válvulas lo que producen es una pérdida de carga y ésta conduce a reducir el caudal.

Las válvulas de cierre tienen como finalidad abrir y cerrar un circuito, sin posiciones intermedias.

### **Válvulas reguladoras de caudal.**

Este tipo de válvulas permite inyectar mayor o menor cantidad de aire en algún componente del circuito neumático. Esto se logra mediante una estrangulación variable en un alojamiento, por este circula aire comprimido que se desea regular.

Posee además un camino de retorno en el cual el aire circula libremente. Es decir, es una válvula bidireccional en la que se regula el aire en un solo sentido.



FIGURA 2.8 Válvula reguladora de caudal

(Fuente: [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lep/hernandez\\_b\\_ii/capitulo2.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/hernandez_b_ii/capitulo2.pdf))

Esta válvula es regulable por medio de un pequeño tornillo que varía la estrangulación de la cámara, dicha válvula tiene un tamaño pequeño y se ubica sobre el cilindro en su parte trasera (una de las terminales se acopla al cilindro) teniendo la otra terminal para manguera.

### 2.3.6 CONTROL INDUSTRIAL<sup>12</sup>

Se puede definir control como la manipulación indirecta de las magnitudes de un sistema llamado planta a través de otro sistema llamado sistema de control para que su comportamiento sea el deseado.

#### 2.3.6.1 RELÉS<sup>13</sup>

Un relé es un sistema mediante el cuál se puede controlar una potencia mucho mayor con un consumo en potencia muy reducido.

##### **Relés electromecánicos**

Están formados por una bobina y unos contactos los cuales pueden conmutar corriente continua o bien corriente alterna.

---

<sup>12</sup> [isa.umh.es/.../TranspASCT\\_IntroduccionControlIndustrial\\_color.pdf](http://isa.umh.es/.../TranspASCT_IntroduccionControlIndustrial_color.pdf)

<sup>13</sup> [http://www.ugr.es/~amroldan/enlaces/dispo\\_potencia/reles.htm](http://www.ugr.es/~amroldan/enlaces/dispo_potencia/reles.htm)

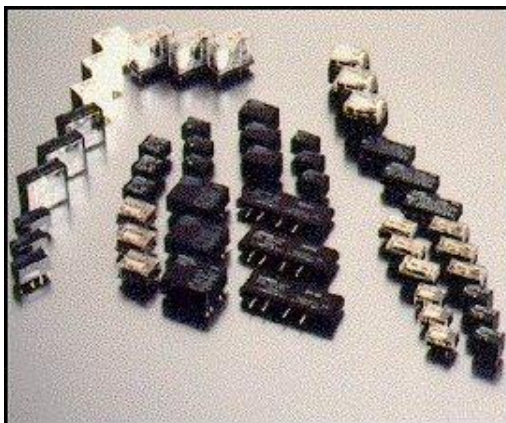


FIGURA 2.9 Relés electromecánicos<sup>13</sup>

### 2.3.6.2 TEMPORIZADORES<sup>14</sup>

El temporizador es un tipo de relé auxiliar, con la diferencia sobre estos, que sus contactos no cambian de posición instantáneamente.

Los temporizadores pueden trabajar a la conexión o a la desconexión.

- A la conexión: cuando el temporizador recibe tensión y pasa un tiempo hasta que conmuta los contactos.

- A la desconexión: cuando el temporizador deja de recibir tensión al cabo de un tiempo conmuta los contactos.



FIGURA 2.10 Temporizador<sup>14</sup>

---

<sup>14</sup> <http://www.profesormolina.com.ar/electromec/temporizadores.htm>

### **2.3.6.3 PULSADORES**

Es el elemento que permite el paso o interrupción de la corriente mientras es accionado. Cuando ya no se actúa sobre él vuelve a su posición de reposo.

Puede ser el contacto normalmente cerrado en reposo NC, o con el contacto normalmente abierto NA.

Consta del botón pulsador; una lámina conductora que establece contacto con los dos terminales al oprimir el botón y un muelle que hace recobrar a la lámina su posición primitiva al cesar la presión sobre el botón pulsador.

### **2.3.6.4 SENSOR FINAL DE CARRERA**

Dentro de los componentes electrónicos, se encuentra el final de carrera o sensor de contacto (también conocido como "interruptor de límite") o limit switch, son dispositivos eléctricos, neumáticos o mecánicos situados al final del recorrido de un elemento móvil, con el objetivo de enviar señales que puedan modificar el estado de un circuito. Internamente pueden contener interruptores normalmente abiertos (NA o NO en inglés), cerrados (NC) o conmutadores dependiendo de la operación que cumplan al ser accionados, de ahí la gran variedad de finales de carrera que existen en el mercado.

Generalmente estos sensores están compuestos por dos partes: un cuerpo donde se encuentran los contactos y una cabeza que detecta el movimiento. Su uso es muy diverso, empleándose, en general, en todas las máquinas que tengan un movimiento rectilíneo de ida y vuelta o sigan una trayectoria fija, es decir, aquellas que realicen una carrera o recorrido fijo.

Los finales de carrera están fabricados en diferentes materiales tales como metal, plástico o fibra de vidrio.

### 2.3.6.5 MANÓMETROS<sup>15</sup>

Los manómetros son los instrumentos utilizados para medir la presión de fluidos (líquidos y gases). Lo común es que ellos determinen el valor de la presión relativa, aunque pueden construirse también para medir presiones absolutas.

Todos los manómetros tienen un elemento que cambia alguna propiedad cuando son sometidos a la presión, este cambio se manifiesta en una escala o pantalla calibrada directamente en las unidades de presión correspondientes.

Hay muchas maneras de convertir los valores de presión en otra magnitud cambiante que pueda convertirse en el movimiento de una aguja indicadora o en un número en una pantalla digital.



FIGURA 2.11 Manómetros de presión<sup>15</sup>

### 2.3.7 REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES

Los Reductores ó Motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan ciertos inconvenientes.

---

<sup>15</sup> <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulosos/medidores/manometro/manometro.html>

Al emplear Reductores o Motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

Los motorreductores se suministran normalmente acoplado a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220/440 voltios y 60 Hz.

Para proteger eléctricamente el motor es indispensable colocar en la instalación de todo Motorreductor un guarda motor que limite la intensidad y un relé térmico de sobrecarga. Los valores de las corrientes nominales están grabados en las placas de identificación del motor.

Normalmente los motores empleados responden a la clase de protección IP-44 (Según DIN 40050). Bajo pedido se puede mejorar la clase de protección en los motores y unidades de reducción.

### **2.3.8 ENGRANES<sup>16</sup>**

En casi todas las máquinas hay transmisión de movimiento de rotación de un eje a otro. Los engranes (o ruedas dentadas) constituyen uno de los mejores medios disponibles para hacerlo.

---

<sup>16</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley

### 2.3.8.1 ENGRANES RECTOS<sup>17</sup>

Los engranes rectos (o de espuela) se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos. Su contorno es de forma cilíndrica circular y sus dientes son paralelos al eje de rotación.

La nomenclatura de los engranes se indica en la siguiente figura:

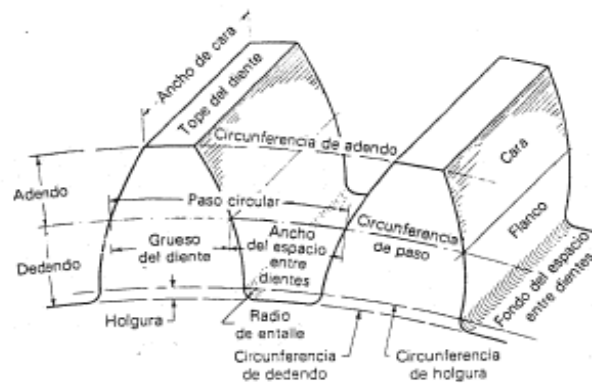


FIGURA 2.12 Nomenclatura de los dientes de engrane<sup>17</sup>

**Circunferencia de Paso:** Es el elemento geométrico en que generalmente se basan todos los cálculos. Las circunferencias de paso de un par de engranes conectados son tangentes entre sí.

En un par de engranes, al menor se le llama piñón y al mayor simplemente engrane o rueda.

**Paso Circular:** Es la distancia, medida sobre la circunferencia de paso, entre determinado punto de un diente y el correspondiente de uno inmediato. De manera que el paso circular es igual a la suma del grueso del diente y el ancho del espacio entre dos consecutivos.

**Módulo:** Es la relación del diámetro de paso al número de dientes. En este caso, el diámetro generalmente se expresa en milímetros. El módulo es el índice del tamaño de los dientes, cuando se utilizan unidades métricas.

<sup>17</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley



Paso Diametral: Es la relación del número de dientes al diámetro de paso. En consecuencia, es el recíproco del módulo. El paso diametral se emplea cuando se consideran unidades inglesas y por tanto se expresa en dientes por pulgada.

Adendo: Es la distancia entre el tope del diente y la circunferencia de paso.

Dedendo: Es la distancia radial desde la circunferencia de dedendo hasta la circunferencia de paso.

La altura total de un diente es la suma del adendo y el dedendo.

Circunferencia de Holgura: Es la circunferencia tangente a la de adendo del engrane conectado.

Holgura (claro): Es la diferencia del espacio entre dos dientes consecutivos y el grueso del diente del otro engrane, medidos sobre las circunferencias de paso.

### **2.3.8.2 ENGRANES HELICOIDALES<sup>18</sup>**

Los engranes helicoidales son utilizados para transmitir movimiento entre ejes paralelos y ejes perpendiculares generalmente. El ángulo de hélice es el mismo en cada engrane, pero uno debe tener una hélice a la derecha y el otro una a la izquierda. La forma del diente es un helicoide de envolvente. Si se enrolla una tira de papel cortada en forma de paralelogramo oblicuo o bien se la aplica alrededor de un cilindro, entonces el borde inclinado de la tira se convierte en una hélice. Al desenrollar la tira, cada punto del borde mencionado genera una envolvente. La superficie obtenida cuando todo punto del borde tiene ese efecto se denomina helicoide de envolvente.

Los engranes helicoidales someten a los cojinetes de su eje a la acción de cargas radiales y axiales.

---

<sup>18</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley

### 2.3.8.3 MECANISMO PIÑÓN CREMALLERA

El mecanismo piñón-cremallera tiene por finalidad la transformación de un movimiento de rotación o circular (piñón) en un movimiento rectilíneo (cremallera) o viceversa. Este mecanismo como su mismo nombre indica está formado por dos elementos componentes que son el piñón y la cremallera.

- El piñón es una rueda dentada normalmente con forma cilíndrica que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje.
- La cremallera es una pieza dentada que describe un movimiento rectilíneo en uno u otro sentido según la rotación del piñón.

El mecanismo piñón-cremallera funciona como un engranaje simple, esto significa que tanto la cremallera como el piñón han de tener el mismo paso circular y, en consecuencia, el mismo módulo.

Puesto que la rueda en principio puede girar indefinidamente, debe haber algún sistema que evite que la cremallera se salga; es decir, tras cierto recorrido, la cremallera llegará a un tope que evitará que la rueda siga girando.

La velocidad de la cremallera dependerá del radio del piñón y de su velocidad de giro. Cuanto mayor sea el piñón y más deprisa gire, más rápido se desplazará la cremallera.

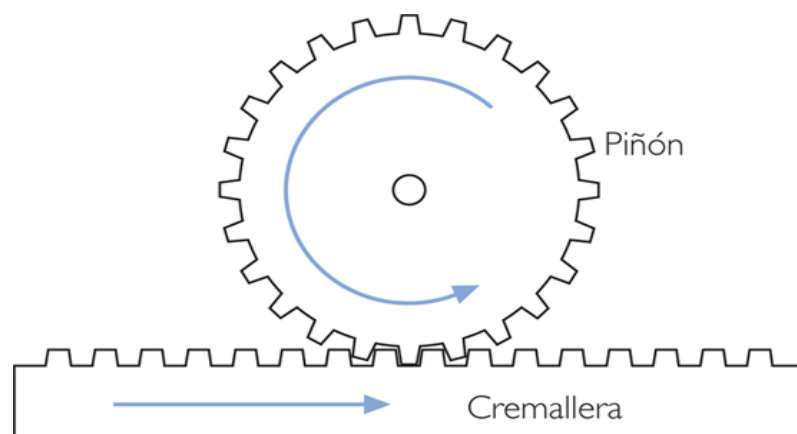


FIGURA 2.13 Esquema de piñón y cremallera

(Fuente:<http://ec.kalipedia.com/tecnologia/tema/mecanismo-piñón-cremallera.html>)

#### **2.3.8.4 MATERIALES PARA ENGRANES<sup>19</sup>**

Los engranes se fabrican generalmente de aceros, hierro fundido, bronce o resinas fenólicas. Recientemente se ha usado con éxito nylon, teflón, titanio y hierro sinterizado.

La gran variedad de materiales proporciona al diseñador la oportunidad de obtener el óptimo para cualquier necesidad en particular, ya sea que se trate de alta resistencia mecánica, larga duración al desgaste, operación silenciosa o alta confiabilidad, en muchas aplicaciones el acero es el único material satisfactorio porque combina las características de alta resistencia y bajo costo, los engranes se fabrican tanto de acero simple al carbono como de aceros aleados y no hay material que los supere.

#### **2.3.9 PROCESO INDUSTRIAL<sup>20</sup>**

Se entiende por proceso a todo desarrollo sistemático que conlleva una serie de pasos ordenados, los cuales se encuentran estrechamente relacionados entre sí y cuyo propósito es llegar a un resultado preciso, de forma general el desarrollo de un proceso conlleva una evolución en el estado del elemento sobre el que se está aplicando dicho tratamiento hasta que este desarrollo llega a su fin. En este sentido, la industria se encarga de definir y ejecutar el conjunto de operaciones materiales diseñadas para la obtención, transformación o transporte de uno o varios productos naturales.

De manera que el propósito de un proceso industrial está basado en el aprovechamiento eficaz de los recursos naturales de forma tal que éstos se conviertan en materiales, herramientas y sustancias capaces de satisfacer más fácilmente las necesidades de los seres humanos y por consecuencia mejorar su calidad de vida.

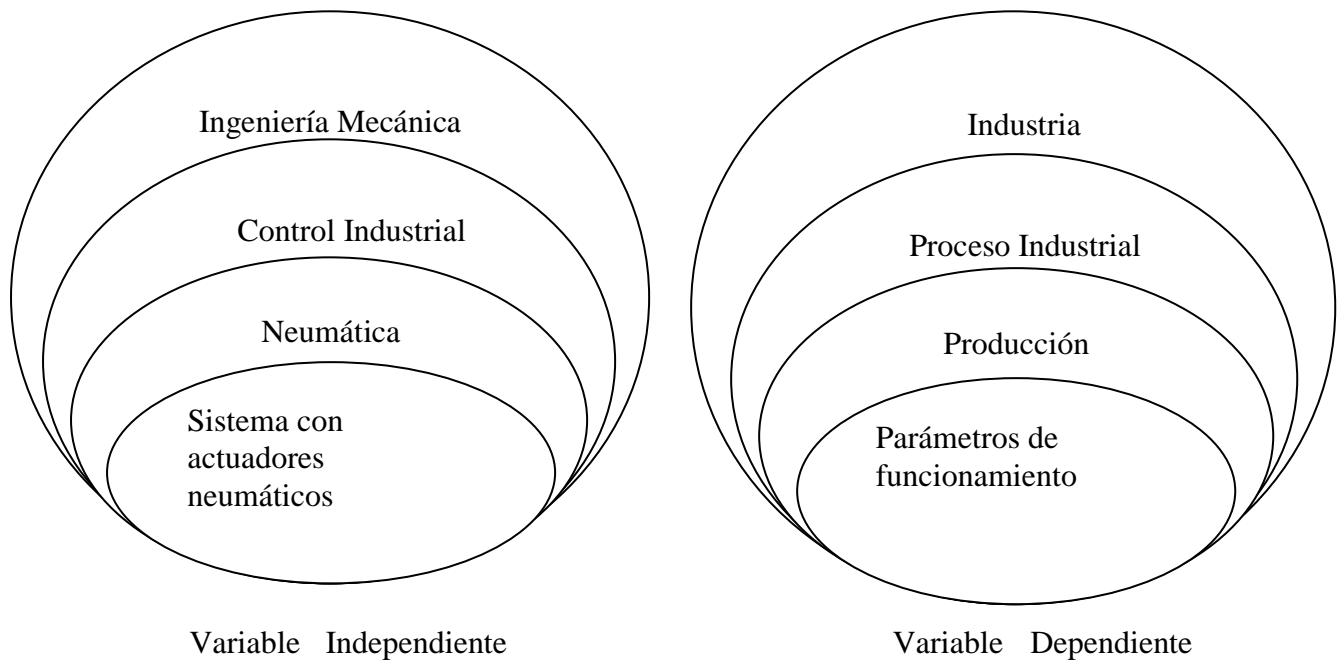
---

<sup>19</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley

<sup>20</sup> <http://www.buenastareas.com/ensayos/Definici%C3%B3n-De-Proceso-Industrial/806262.html>

El desarrollo de los procesos industriales es análogamente una seriación continua que avanza a la par del crecimiento de las sociedades y sus intereses y es, a la vez, uno de los factores que impulsan este crecimiento.

## 2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES



## 2.5 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

Los aparatos neumáticos se representan con símbolos, los cuales se ajustan a normas.<sup>21</sup>

Las principales son:

- Norma CNOMO
- Norma ISO
- Norma CETOP
- Norma VDMA
- Otras normas

---

<sup>21</sup> Prontuario de Neumática Industrial, José Roldan Viloria

## **2.6 HIPÓTESIS**

La implementación de un sistema con actuadores neumáticos permitirá establecer parámetros de funcionamiento que se asemejen a una línea de producción en el laboratorio de la UTA.

## **2.7 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES**

**2.7.1 Variable independiente:** Implementación de un sistema con actuadores neumáticos.

**2.7.2 Variable dependiente:** Establecer parámetros de funcionamiento en una línea de producción.

## **CAPÍTULO III METODOLOGÍA**

### **3.1 METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN**

Para la presente investigación se ha determinado que los enfoques predominantes serán cualitativo y cuantitativo por cuanto se requiere que los resultados referentes a esta investigación sean lo más óptimos posibles ya que de esta forma se llegará a una solución idónea.

Las fuentes de información que respaldan esta investigación provienen de archivos existentes en la biblioteca como son libros, revistas, artículos, publicaciones, folletos etc.

También es necesario que cierta información que ayude en la investigación se obtenga del internet que sirve de mucha ayuda por su constante actualización y de esta manera obtener datos que tengan un gran aporte tecnológico.

En muchas ocasiones tanto personas como instituciones son parte de la investigación ya que de cierta forma están inmersas en la misma y proveen un sustento necesario para basarse en hechos que están resueltos o que todavía existe mucho por resolver.

### **3.2 TIPO DE INVESTIGACIÓN**

La investigación por el lugar será de laboratorio ya que la misma se desarrollará en el laboratorio de neumática de la UTA.

En cambio la investigación por el tiempo o circunstancia será experimental porque es una realidad que no existe en el momento pero que se dará después de la experimentación.

Por último la investigación por el objetivo será netamente pura ya que se buscará obtener resultados que permitan la solución de un determinado problema como es el análisis del sistema neumático para de esta forma establecer los parámetros correctos de funcionamiento con los cuales se pueden determinar el accionamiento adecuado de los equipos que componen tal sistema.

### **3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA**

Para determinar la población y muestra es necesario experimentar con un determinado número de elementos con el fin de rescatar datos importantes que sirvan como apoyo para el análisis que se está efectuando esto con el propósito de tomar datos ensayando hasta obtener la información deseada y observar detenidamente las variaciones que se producen en los mismos.

Es importante tomar datos que sirvan de estimación para emitir un criterio un poco más generalizado del objeto de estudio.

### **3.4 NIVELES DE INVESTIGACIÓN**

En la presente investigación los niveles de investigación que se utilizarán son el exploratorio y el descriptivo ya que de esta manera certificamos si la hipótesis planteada es correcta, y además se verificará que el trabajo investigativo está encaminado a una solución adecuada.

**Exploratorio:** Porque se realizará un estudio muy amplio sin seguir un orden específico pudiendo así reconocer variables de interés que permitan desarrollar este sistema.

**Descriptivo:** Porque este tipo de investigación tiene interés de acción social y el presente trabajo busca fomentar la participación de todos y cada uno de los elementos que intervienen en la misma, y así de esta manera hacer comparaciones en cuanto a sucesos ya establecidos y otros que están por suceder.

### 3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

#### 3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE:

Sistema con actuadores neumáticos.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos y unidades de observación
Mecanismos que convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico	Energía del aire comprimido	Presiones de trabajo recomendadas	Presión Baja Presión Media Presión Alta	Técnica Observación directa U.O. Fichas de observación
		Velocidades de trabajo recomendadas	Velocidad baja Velocidad media Velocidad alta	Técnica Observación directa U.O. Fichas de observación
	Trabajo mecánico	Fuerzas realizadas	Fuerzas de avance Fuerzas de retroceso	Técnica Observación directa U.O. Fichas de observación



### 3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE:

Parámetros de funcionamiento.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos y unidades de observación
Fijar la forma como opera un dispositivo o elemento dentro de un sistema bajo ciertas condiciones de trabajo	Operación de dispositivos	Tiempo óptimo para funcionamiento	Sistema manual  Sistema automatizado	Técnica Observación  Instrumento Lista de cotejo
	Condiciones de trabajo	Cantidades óptimas estimadas	Proceso manual  Proceso automático	Técnica Observación  Instrumento Lista de cotejo

### **3.6 PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN**

La información obtenida para esta investigación se ha recopilado en catálogos y libros así como en experiencia de personas que han desarrollado este tipo de investigaciones ya que todavía no se pueden obtener datos reales para la realización de la misma y es necesario establecer parámetros de acuerdo a nuestra necesidad y para un correcto funcionamiento del sistema.

### **3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN**

Para procesar la información correctamente se necesitarán las representaciones tanto escrita como gráfica respectivamente.

#### **3.7.1 REPRESENTACIÓN ESCRITA**

Porque los datos a obtener son numéricos y es necesario determinarlos porque servirán para el correcto establecimiento de parámetros de funcionamiento.

#### **3.7.2 REPRESENTACIÓN GRÁFICA**

Porque es la manera más fácil de visualizar los registros de los datos obtenidos con respecto al análisis del sistema y verificar si es correcto el funcionamiento del mismo para así llegar a formular conclusiones y juicios más acertados.

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

#### **4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS**

Los resultados a ser analizados son los que se obtienen al realizar la observación del comportamiento que tiene el sistema bajo ciertos parámetros que influyen en el funcionamiento del mismo, esto son las presiones de accionamiento recomendadas para un adecuado funcionamiento del sistema, la velocidad del cilindro neumático controlado mediante una válvula reguladora de caudal, así como también las fuerzas realizadas tanto de avance como de retroceso del cilindro a determinadas presiones de trabajo, además se realizó una comparación del tiempo empleado entre el proceso manual y el proceso utilizando el sistema automatizado y finalmente se realizó una estimación de la cantidad de piezas perforadas mediante el sistema manual y el sistema automatizado.

Mediante los datos anotados en las tablas se puede determinar cuáles son los parámetros más importantes que intervienen en el funcionamiento del sistema, además se establece una relación entre los mismos para emitir criterios de cómo debe operar cada uno de ellos bajo determinadas condiciones y por la acción de cada uno de sus componentes.

Las tablas que se muestran a continuación contienen la información necesaria para establecer el vínculo existente entre los componentes del sistema y de que manera afectan en el desenvolvimiento del mismo, también como se establecen los parámetros que indican cual debe ser el funcionamiento adecuado del sistema en mención.

Tabla 4.1 Presiones de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de presiones de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Madera MDF</b>			
<b>Ensayo</b>	<b>Lectura del manómetro</b>	<b>Apertura de válvula</b>	<b>Sujeción</b>
1	5 PSI	50%	Inadecuada
2	10 PSI	50%	Inadecuada
3	15 PSI	50%	Inadecuada
4	20 PSI	50%	Inadecuada
5	25 PSI	50%	Inadecuada
6	30 PSI	50%	Inadecuada
7	35 PSI	50%	Inadecuada
8	40 PSI	50%	Inadecuada
9	45 PSI	50%	Adecuada
10	50 PSI	50%	Adecuada
11	55 PSI	50%	Adecuada
12	60 PSI	50%	Adecuada
13	65 PSI	50%	Inadecuada
14	70 PSI	50%	Inadecuada
15	75 PSI	50%	Inadecuada
16	80 PSI	50%	Inadecuada
17	85 PSI	50%	Inadecuada
18	90 PSI	50%	Inadecuada
19	95 PSI	50%	Inadecuada
20	100 PSI	50%	Inadecuada

En la tabla se puede apreciar como a medida que se incrementa la presión que genera el compresor hasta llegar al valor máximo la sujeción sigue ascendiendo hasta niveles que provocan sujeciones que amenazan con deformar el material ya que la presión desarrollada para el mismo debe estar comprendida en un rango que no sobrepase los valores adecuados, al inicio la presión para la sujeción atraviesa valores que son bajos para el mismo, luego llega a un rango en el cual tiene valores medianamente aceptables pero que todavía no son suficientes para los fines previstos, después alcanza los valores adecuados, pero superior al mismo la presión de sujeción es alta ya que se puede apreciar en el material como se comprime, hasta llegar a un rango en el cuál la presión de sujeción es excesiva ya que el material presenta cierto grado de deformación.

Tabla 4.2 Velocidades de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de velocidades de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Madera MDF</b>			
<b>Ensayo</b>	<b>Velocidades de sujeción</b>	<b>Apertura de válvula</b>	<b>Observaciones</b>
1	0.006 m/seg.	5%	Inadecuada
2	0.0066 m/seg.	10%	Inadecuada
3	0.0073 m/seg.	15%	Inadecuada
4	0.0077 m/seg.	20%	Inadecuada
5	0.0083 m/seg.	25%	Inadecuada
6	0.0088 m/seg.	30%	Inadecuada
7	0.0094 m/seg.	35%	Inadecuada
8	0.012 m/seg.	40%	Inadecuada
9	0.018 m/seg.	45%	Adecuada
10	0.025 m/seg.	50%	Adecuada
11	0.034 m/seg.	55%	Adecuada
12	0.041 m/seg.	60%	Adecuada

13	0.05 m/seg.	65%	Inadecuada
14	0.063 m/seg.	70%	Inadecuada
15	0.072 m/seg.	75%	Inadecuada
16	0.085 m/seg.	80%	Inadecuada
17	0.094 m/seg.	85%	Inadecuada
18	0.13 m/seg.	90%	Inadecuada
19	0.22 m/seg.	95%	Inadecuada
20	0.3 m/seg.	100%	Inadecuada

En esta tabla se determina las velocidades de acuerdo a la regulación de la válvula y al tiempo que dura el proceso tanto de apertura del cilindro como del cierre del mismo, la válvula permite controlar de gran forma la velocidad es por esa razón que mientras más se cierre la válvula la velocidad será menor y si por el contrario si se abre casi completamente la velocidad será mayor, además se tienen velocidades de sujeción que son lentas para el proceso, posteriormente regulando la válvula alcanzan valores moderados pero que todavía no son los que se desea alcanzar, en un cierto rango establecido se alcanzan valores adecuados, pero si se abre paulatinamente la válvula se alcanzarán velocidades rápidas, hasta llegar a valores que son elevados que hacen que no se pueda controlar tanto la velocidad de avance como la de retroceso.

Tabla 4.3 Fuerzas de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de fuerzas de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Madera MDF</b>			
Ensayo	Fuerzas de sujeción	Apertura de válvula	Sujeción
1	67.63 N	50%	Inadecuada
2	135.25 N	50%	Inadecuada
3	202.88 N	50%	Inadecuada

4	270.5 N	50%	Inadecuada
5	338.13 N	50%	Inadecuada
6	405.75 N	50%	Inadecuada
7	473.38 N	50%	Inadecuada
8	541 N	50%	Inadecuada
9	608.53 N	50%	Adecuada
10	676.25 N	50%	Adecuada
11	743.88 N	50%	Adecuada
12	811.5 N	50%	Adecuada
13	879.13 N	50%	Inadecuada
14	946.75 N	50%	Inadecuada
15	1014.38 N	50%	Inadecuada
16	1082 N	50%	Inadecuada
17	1149.63 N	50%	Inadecuada
18	1217.06 N	50%	Inadecuada
19	1284.88 N	50%	Inadecuada
20	1352.5 N	50%	Inadecuada

Se puede apreciar en la tabla los distintos valores de fuerza bajo una misma apertura de válvula y con distintas presiones con ello se puede visualizar como la fuerza aumenta a medida que la presión también se incrementa, en este caso la válvula no influye en los valores mostrados en la tabla que se obtendrían igual con cualquier apertura de la misma, así mismo al principio se obtienen sujeciones bajas pero a medida que asciende la presión la fuerza de sujeción pasa por valores ligeramente medianos que aún son insuficientes, para posteriormente en un rango determinado alcanzar valores adecuados, pero arriba del mismo provoca fuerzas de sujeción altas que afectan al material hasta llegar a ser excesivas lo que provoca que el material presente cierta deformación esto como consecuencia de valores inapropiados.

Tabla 4.4 Presiones de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de presiones de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
<b>Ensayo</b>	<b>Lectura del manómetro</b>	<b>Apertura de válvula</b>	<b>Sujeción</b>
1	5 PSI	50%	Inadecuada
2	10 PSI	50%	Inadecuada
3	15 PSI	50%	Inadecuada
4	20 PSI	50%	Inadecuada
5	25 PSI	50%	Inadecuada
6	30 PSI	50%	Inadecuada
7	35 PSI	50%	Inadecuada
8	40 PSI	50%	Inadecuada
9	45 PSI	50%	Inadecuada
10	50 PSI	50%	Inadecuada
11	55 PSI	50%	Inadecuada
12	60 PSI	50%	Inadecuada
13	65 PSI	50%	Adecuada
14	70 PSI	50%	Adecuada
15	75 PSI	50%	Adecuada
16	80 PSI	50%	Adecuada
17	85 PSI	50%	Adecuada
18	90 PSI	50%	Inadecuada
19	95 PSI	50%	Inadecuada
20	100 PSI	50%	Inadecuada



Al igual que la tabla anterior se denota claramente como existe un incremento en la sujeción pero a diferencia de la misma se observa como los rangos de presiones adecuadas ascendieron a otros valores todo esto se debe a que con otro material la presión tendrá que ser mayor o menor respectivamente todo esto con el propósito de obtener una sujeción adecuada, la presión para la sujeción pasa por valores bajos posteriormente incrementando la misma provoca sujeciones medianamente aceptables pero que no son suficientes para el propósito previsto, después se mantiene en un cierto rango adecuado, pero arriba del mismo llega a valores altos que por el material no se puede apreciar claramente si influyen en el mismo como si se observaba con el material anterior ya que el mismo presentaba una resistencia mucho menor.

Tabla 4.5 Velocidades de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de velocidades de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
Ensayo	Velocidades de sujeción	Apertura de válvula	Observaciones
1	0.0058 m/seg.	5%	Inadecuada
2	0.0064 m/seg.	10%	Inadecuada
3	0.0071 m/seg.	15%	Inadecuada
4	0.0078 m/seg.	20%	Inadecuada
5	0.0085 m/seg.	25%	Inadecuada
6	0.0092 m/seg.	30%	Inadecuada
7	0.0099 m/seg.	35%	Inadecuada
8	0.016 m/seg.	40%	Inadecuada
9	0.023 m/seg.	45%	Adecuada
10	0.031 m/seg.	50%	Adecuada
11	0.038 m/seg.	55%	Adecuada
12	0.045 m/seg.	60%	Adecuada

13	0.052 m/seg.	65%	Inadecuada
14	0.059 m/seg.	70%	Inadecuada
15	0.067 m/seg.	75%	Inadecuada
16	0.076 m/seg.	80%	Inadecuada
17	0.084 m/seg.	85%	Inadecuada
18	0.098 m/seg.	90%	Inadecuada
19	0.17 m/seg.	95%	Inadecuada
20	0.25 m/seg.	100%	Inadecuada

Las velocidades en la tabla están dentro de los rangos mostrados anteriormente ya que aquí no depende del material más bien es únicamente la válvula la que permite que la velocidad disminuya notablemente o se incremente considerablemente todo esto por la apertura que se le debe dar a la misma para su accionamiento, al igual que en la tabla anterior al inicio la velocidad es bastante lenta lo que supone un proceso igual, posteriormente llega a un rango en el cuál la velocidad es moderada pero todavía no es la que se desea alcanzar, después se establece el rango adecuado con el cual se desea trabajar, a medida que se abre la válvula la válvula la velocidad se hace rápida que hace del proceso igual, y finalmente con la abertura completamente abierta esta se vuelve elevada lo que produce que no se pueda controlar.

Tabla 4.6 Fuerzas de trabajo para la sujeción (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el rango de fuerzas de trabajo adecuadas para la sujeción de piezas con el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
Ensayo	Fuerzas de sujeción	Apertura de válvula	Sujeción
1	67.63 N	50%	Inadecuada
2	135.25 N	50%	Inadecuada
3	202.88 N	50%	Inadecuada

4	270.5 N	50%	Inadecuada
5	338.13 N	50%	Inadecuada
6	405.75 N	50%	Inadecuada
7	473.38 N	50%	Inadecuada
8	541 N	50%	Inadecuada
9	608.53 N	50%	Inadecuada
10	676.25 N	50%	Inadecuada
11	743.88 N	50%	Inadecuada
12	811.5 N	50%	Inadecuada
13	879.13 N	50%	Adecuada
14	946.75 N	50%	Adecuada
15	1014.38 N	50%	Adecuada
16	1082 N	50%	Adecuada
17	1149.63 N	50%	Adecuada
18	1217.06 N	50%	Inadecuada
19	1284.88 N	50%	Inadecuada
20	1352.5 N	50%	Inadecuada

Las fuerzas en la tabla cambiaron notablemente de acuerdo al material ya que las presiones también se modificaron, entonces los valores de fuerza se incrementaron y para este caso también la apertura de la válvula no tiene incidencia ya que con cualquier apertura de válvula la fuerza cambiará únicamente por la presión suministrada, igualmente que con la tabla anterior del otro material la fuerza de sujeción al principio es baja, pero como ya se mencionó anteriormente a medida que se incrementa la presión la fuerza de sujeción es medianamente aceptable pero todavía no suficiente para este propósito, después llega a un rango en el cual los valores son los adecuados para la sujeción, posteriormente con valores de presión por arriba de los anteriores la sujeción es alta lo cual no se puede visualizar claramente como con el material anterior.

## 4.2 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

A continuación se mostrarán una serie de diagramas que explican correctamente los rangos adecuados tanto de presión, velocidad y fuerza que son los parámetros que fueron tabulados anteriormente, para el efecto se podrá observar más claramente el comportamiento de los mismos además de esto se conocerá valores máximos y mínimos.

Mediante los siguientes diagramas se determinarán visualmente datos relacionados entre cada material que se está ensayando ya que se tendrán distintos para cada uno de ellos esto con el fin de clarificar que los rangos especialmente de presión y fuerza varían por efecto de la resistencia del mismo y se asemejan en cierta manera en la velocidad.

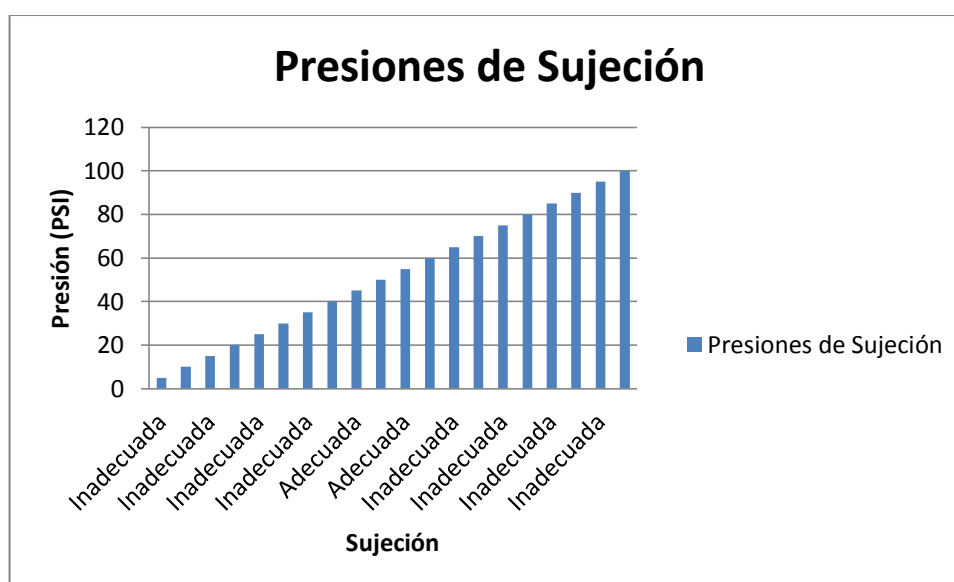


Figura 4.1 Presiones de sujeción para Madera MDF (Fuente: El Autor)

En el diagrama se puede visualizar claramente como a medida que se va incrementando la presión la sujeción también sufre cambios, en este caso experimentando un sin número de presiones se obtuvo un rango en el cual se determinó una escala estimativa y con ello se pudo determinar cuáles son los valores adecuados para este material.

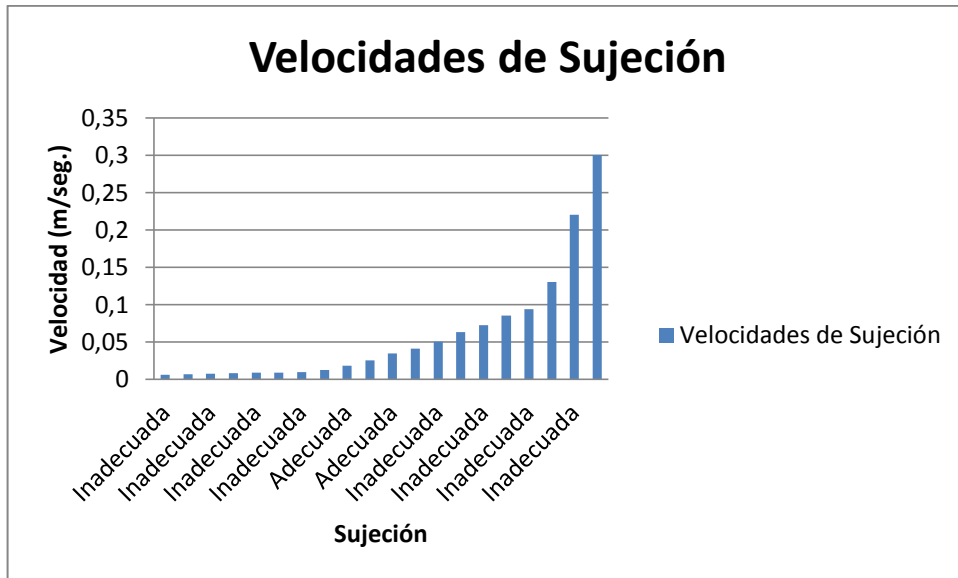


Figura 4.2 Velocidades de sujeción para Madera MDF (Fuente: El Autor)

Mediante el diagrama se puede observar como las velocidades de sujeción crecen notablemente desde un valor mínimo hasta un valor máximo todo esto debido a la apertura de la válvula reguladora de caudal que permite controlar el flujo de aire a través del cilindro y de esta manera establecer un rango en el que se encuentren valores adecuados para la sujeción.

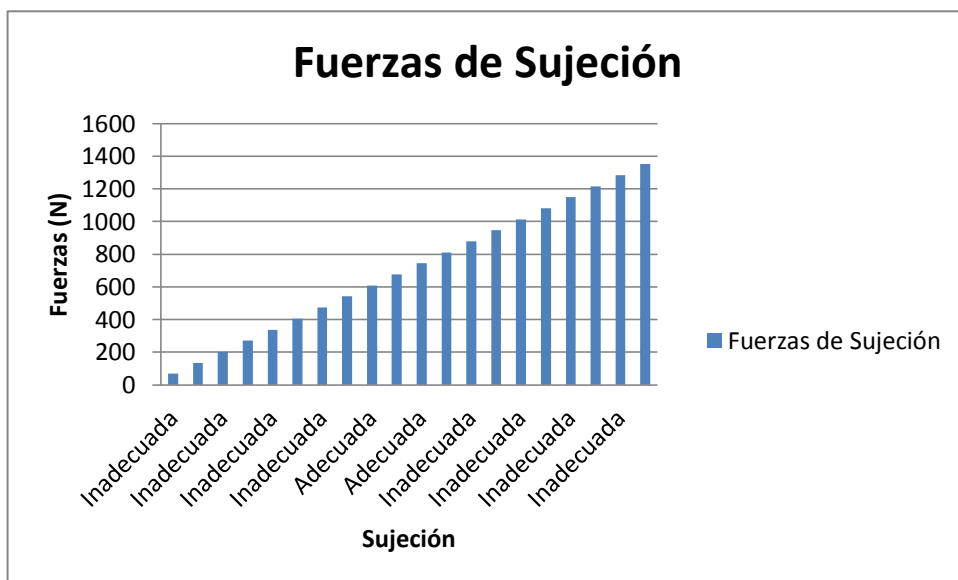


Figura 4.3 Fuerzas de sujeción para Madera MDF (Fuente: El Autor)

Al igual que en los diagramas anteriores conforme aumenta la fuerza de sujeción el material recibe un cierto grado de sujeción que de alguna manera alcanza un sin número de valores de los cuales se determina dentro de que rango están los adecuados para este tipo de material en especial, además la escala permite visualizar también como hay valores mínimos así como también lo hay máximos esto con el propósito de saber cuáles son los que más se ajustan al trabajo a realizar, también la escala gradual facilita de cierta forma obtener un rango ascendente que permite diferenciar notablemente entre los comportamientos que enfrenta dicho material para todos y cada uno de los valores a los cuales fue experimentado.

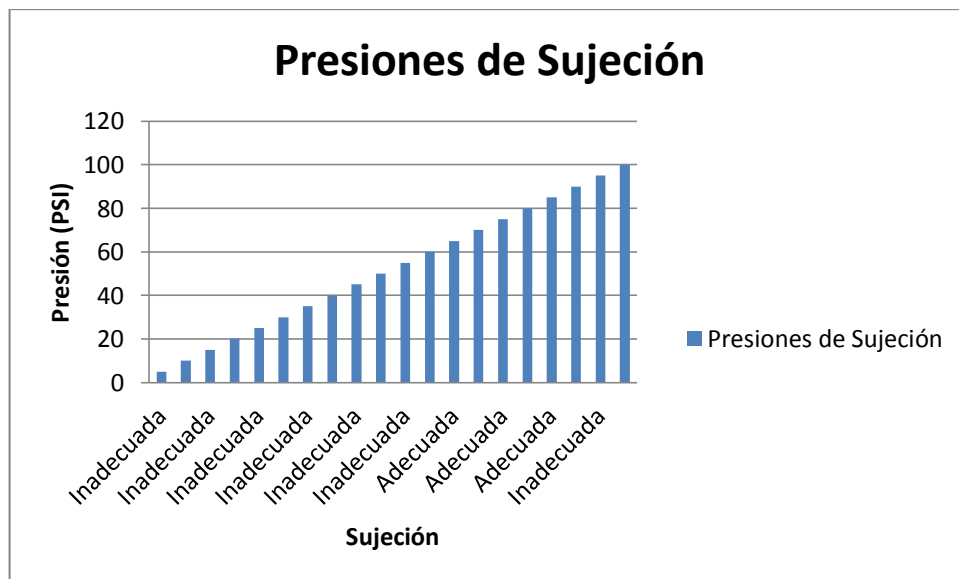


Figura 4.4 Presiones de sujeción para Acero A36 (Fuente: El Autor)

En el diagrama se puede notar como a determinados valores de presión la sujeción varía considerablemente con relación al material anterior todo esto se debe a que el nuevo material presenta una mejor resistencia a la sujeción ya que como se observa la escala que determina el rango adecuado esta dentro de unos valores superiores con respecto al otro material.

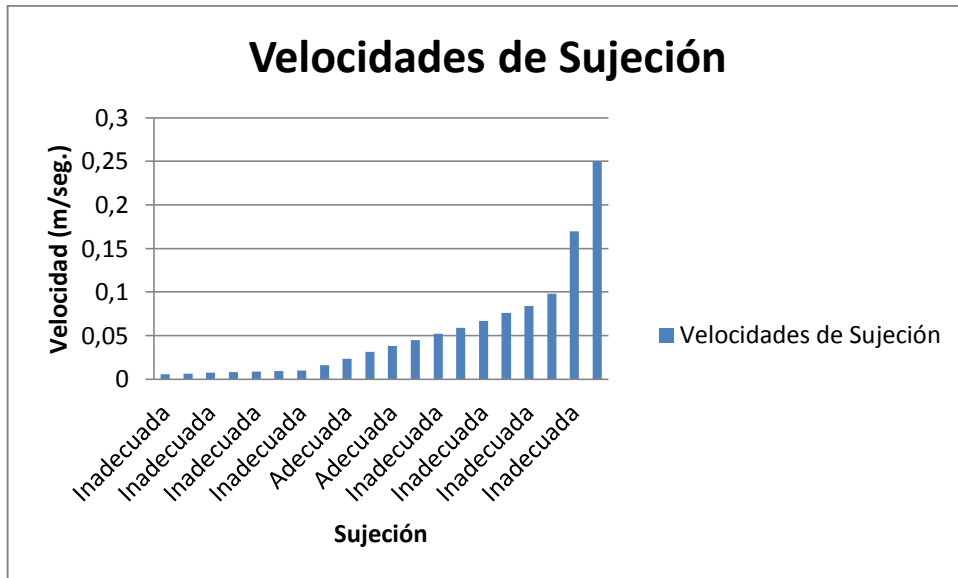


Figura 4.5 Velocidades de sujeción para Acero A36 (Fuente: El Autor)

De la misma forma que para el diagrama del material anterior las variaciones de velocidad son mínimas ya que como se dijo anteriormente dependen más de la regulación de la válvula que del material en sí mismo, pero de igual forma la escala gradual muestra valores de mínimos como también máximos y cuales están en el rango que interesan.

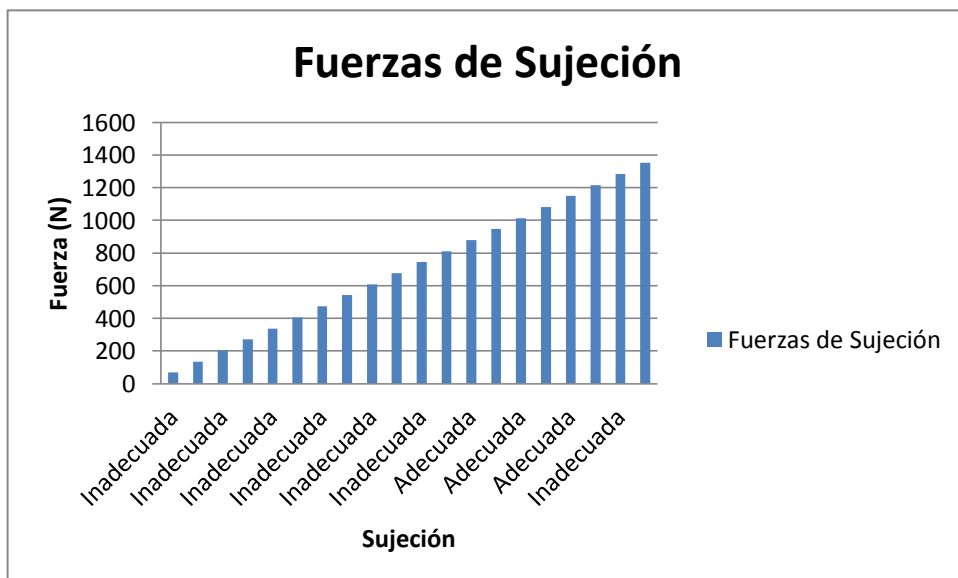


Figura 4.6 Fuerzas de sujeción para Acero A36 (Fuente: El Autor)

Para el presente diagrama se puede observar como los valores de sujeción crecieron en la escala debido a que la fuerza que se necesita debe ser mayor con respecto a los valores que se establecieron con el otro material todo esto como ya se mencionó anteriormente depende mucho del material ya que el mismo posee cierta resistencia que hace que se necesite mayor fuerza para la sujeción, es por esta razón que en este material la deformación no puede ser observada claramente como si acontecía con el otro material todo esto por las características que posee cada uno que en cierta forma permitieron determinar valores adecuados para cada caso y observar en las respectivas figuras como la escala va cambiando de acuerdo al material que se está ensayando.

Con los parámetros descritos anteriormente se procede a realizar una comparación entre el sistema manual y el sistema automatizado ya que de esta manera se observará los beneficios que presenta el sistema implementado con relación al anterior además se realizará una estimación de tiempo empleado y cantidades realizadas en cada sistema.

Tabla 4.7 Sistema Manual (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el tiempo necesario en realizar perforados en una hora por el sistema manual</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
Ensayo	Tiempo empleado	Espesor de la pieza	Número de perforados
1	2.25 min.	10 mm	3
2	2.28 min.	10 mm	3
3	2.22 min.	10 mm	3
4	2.27 min.	10 mm	3
5	2.33 min.	10 mm	3
6	2.29 min.	10 mm	3
7	2.35 min.	10 mm	3



8	2.38 min.	10 mm	3
9	2.33 min.	10 mm	3
10	2.24 min.	10 mm	3
11	2.32 min.	10 mm	3
12	2.37 min.	10 mm	3
13	2.23 min.	10 mm	3
14	2.34 min.	10 mm	3
15	2.35 min.	10 mm	3
16	2.26 min.	10 mm	3
17	2.36 min.	10 mm	3
18	2.39 min.	10 mm	3
19	2.29 min.	10 mm	3
20	2.30 min.	10 mm	3

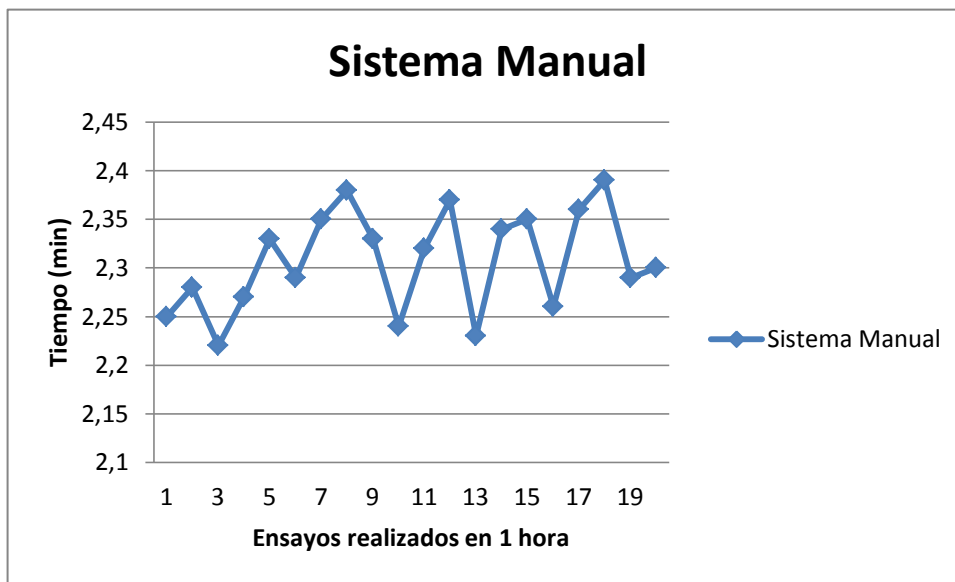


Figura 4.7 Tiempo empleado con el sistema manual (Fuente: El Autor)

En el sistema manual se puede observar claramente como existe una variación en el tiempo empleado en realizar perforaciones en una pieza en una hora ya que casi siempre los valores fluctúan dentro de un mismo rango pero no se mantienen constantes esto se debe a las diversas condiciones que se presentan en el entorno al realizar el proceso.

Tabla 4.8 Sistema Automatizado (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar el tiempo necesario en realizar perforados en una hora por el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
Ensayo	Tiempo empleado	Espesor de la pieza	Número de perforados
1	1.22 min.	10 mm	3
2	1.24 min.	10 mm	3
3	1.22 min.	10 mm	3
4	1.21 min.	10 mm	3
5	1.25 min.	10 mm	3
6	1.22 min.	10 mm	3
7	1.21 min.	10 mm	3
8	1.24 min.	10 mm	3
9	1.23 min.	10 mm	3
10	1.25 min.	10 mm	3
11	1.21 min.	10 mm	3
12	1.22 min.	10 mm	3
13	1.23 min.	10 mm	3
14	1.24 min.	10 mm	3
15	1.23 min.	10 mm	3
16	1.23 min.	10 mm	3
17	1.23 min.	10 mm	3
18	1.22 min.	10 mm	3
19	1.22 min.	10 mm	3
20	1.25 min.	10 mm	3

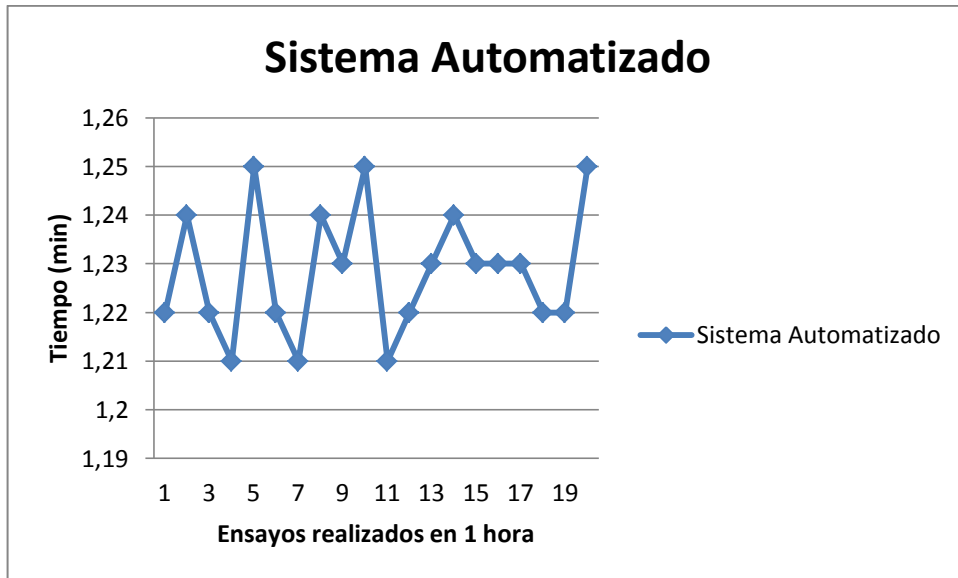


Figura 4.8 Tiempo empleado con el sistema automatizado (Fuente: El Autor)

Al igual que con el sistema anterior se presenta una serie de variaciones en el tiempo empleado en realizar perforaciones por el sistema automatizado en una hora porque al igual que lo anterior no siempre el tiempo es constante aunque el tiempo es mucho menor pero de la misma forma existen intervalos pequeños en el proceso durante cada perforación.

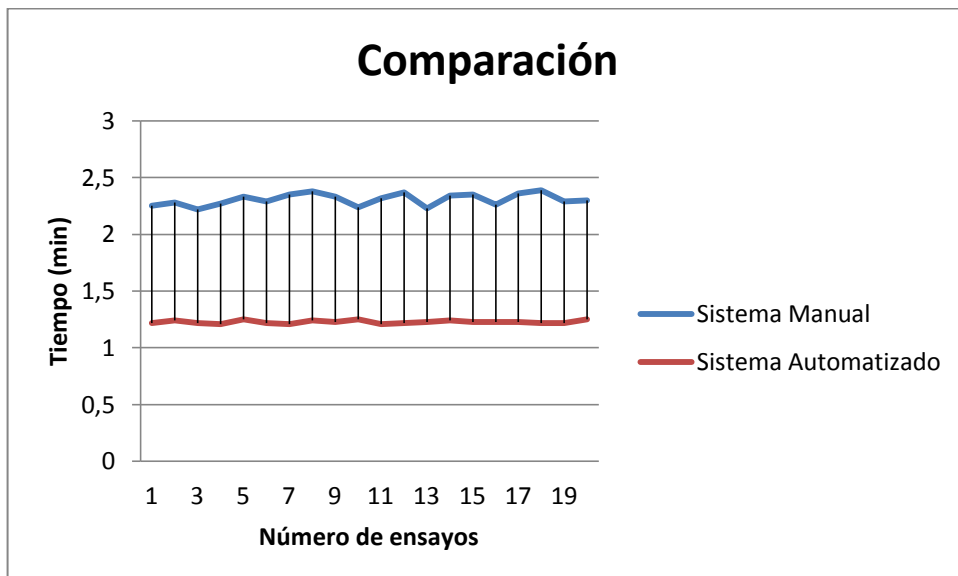


Figura 4.9 Comparación del tiempo por los dos sistemas (Fuente: El Autor)

Además la ventaja que presenta este sistema es que todo puede ser visualizado, la presión de sujeción por medio de los manómetros tanto de avance como de retroceso, también se puede regular la distancia a la que se puede realizar los agujeros transformando tiempo en distancia todo esto gracias al temporizador que lleva incorporado el sistema, además mediante los pulsadores permite desplazarse en ambos sentidos tanto izquierda como derecha.

Este sistema permite conocer de mejor manera la función de cada uno de los componentes tanto neumáticos como eléctricos para el normal funcionamiento del trabajo a realizar solo con manipular adecuadamente los mismos siguiendo un orden para su normal desenvolvimiento desde luego con un correcto adiestramiento del mismo para no tener ningún inconveniente al momento de accionarlos.

Tabla 4.9 Sistema Manual (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar la cantidad estimada de piezas perforadas en una hora por el sistema manual</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
<b>Ensayo</b>	<b>Cantidad de piezas/hora</b>	<b>Espesor de la pieza</b>	<b>Número de perforados</b>
1	27	10 mm	3
2	26	10 mm	3
3	27	10 mm	3
4	26	10 mm	3
5	26	10 mm	3
6	26	10 mm	3
7	26	10 mm	3
8	25	10 mm	3
9	26	10 mm	3
10	27	10 mm	3

11	26	10 mm	3
12	25	10 mm	3
13	27	10 mm	3
14	26	10 mm	3
15	26	10 mm	3
16	27	10 mm	3
17	25	10 mm	3
18	25	10 mm	3
19	26	10 mm	3
20	26	10 mm	3

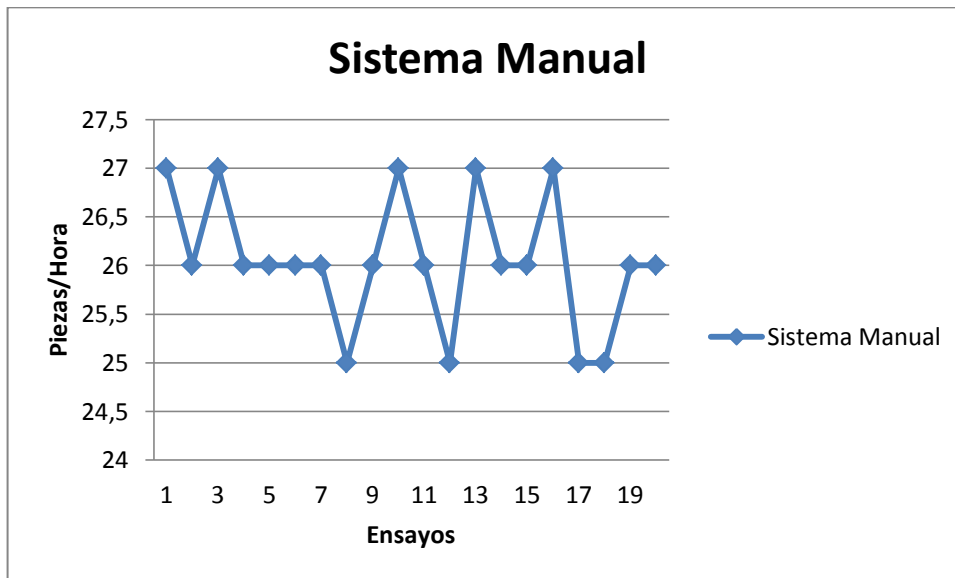


Figura 4.10 Cantidad estimada con el sistema manual (Fuente: El Autor)

Como se puede observar tanto en la tabla como en el diagrama la cantidad de piezas por hora se ve afectada por los tiempos que se establecieron en el sistema manual los cuales no son constantes debido a las variaciones que sufre cada proceso entre una pieza y otra todo esto debido a que no siempre se repite el mismo tiempo.

Tabla 4.10 Sistema Automatizado (Fuente: El Autor)

<b>UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA</b>			
<b>Ensayo: Determinar la cantidad estimada de piezas perforadas en una hora por el sistema automatizado</b>			
<b>Elaborado por: Fabián Gavilanes</b>			
<b>Material: Acero A36</b>			
<b>Ensayo</b>	<b>Cantidad de piezas/hora</b>	<b>Espesor de la pieza</b>	<b>Número de perforados</b>
1	49	10 mm	3
2	48	10 mm	3
3	49	10 mm	3
4	50	10 mm	3
5	48	10 mm	3
6	49	10 mm	3
7	50	10 mm	3
8	48	10 mm	3
9	49	10 mm	3
10	48	10 mm	3
11	50	10 mm	3
12	49	10 mm	3
13	49	10 mm	3
14	48	10 mm	3
15	49	10 mm	3
16	49	10 mm	3
17	49	10 mm	3
18	49	10 mm	3
19	49	10 mm	3
20	48	10 mm	3

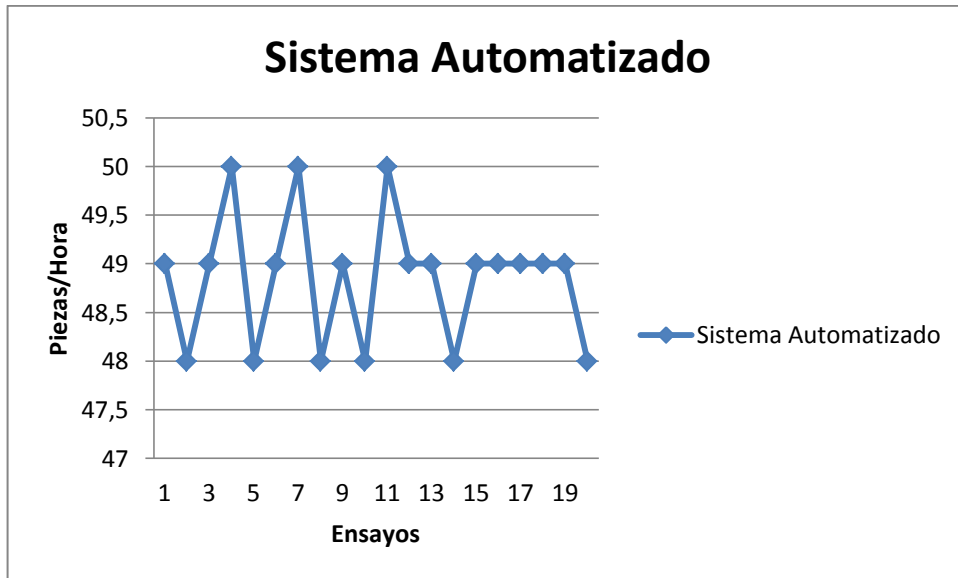


Figura 4.11 Cantidad estimada con el sistema automatizado (Fuente: El Autor)

De la misma forma que con el sistema anterior la cantidad de piezas realizadas por hora presenta unas variaciones porque de igual forma los tiempos que se establecieron por el sistema automatizado no eran constantes por algunos factores externos.

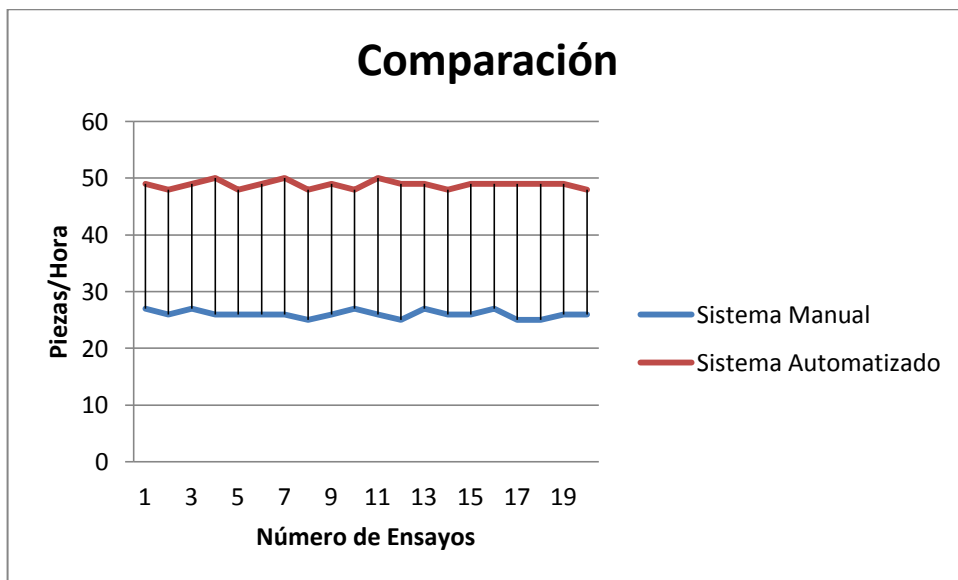


Figura 4.12 Comparación de la cantidad por los dos sistemas (Fuente: El Autor)

En el diagrama se puede visualizar como la cantidad de piezas realizadas por hora por el sistema automatizado es mucho mayor en relación a la cantidad realizada por el sistema manual esto se debe a que el sistema implementado presenta varias ventajas con respecto al anterior y simplifica de mejor manera el proceso.

### **4.3 VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS**

Mediante la investigación realizada se determinaron parámetros importantes a tomar en cuenta, se estableció las presiones óptimas de trabajo la cual se observó en los manómetros al momento de sujetar piezas de diferente material a determinadas dimensiones por ejemplo para la madera MDF como se puede apreciar en la tabla 4.1 y figura 4.1 los valores adecuados para la sujeción oscilan entre 45 PSI y 60 PSI, en cambio para el acero A36 según indica la tabla 4.4 y figura 4.4 están en el rango de 65 PSI a 85 PSI, además se determinaron las fuerzas producidas para sujetar distintos materiales de igual forma para la madera MDF las fuerzas de sujeción adecuadas como se puede observar en la tabla 4.3 y figura 4.3 están comprendidas entre 608.53N y 811.5 N, en cambio para el acero A36 como se muestra en la tabla 4.6 y figura 4.6 los valores fluctúan entre 879.13 N y 1149.63 N , también otro parámetro que se estableció fueron las velocidades recomendadas las que se pueden controlar por medio de la válvula reguladora de caudal para la madera MDF según se indica en la tabla 4.2 y figura 4.2 los valores adecuados están entre 0.018 m/seg. y 0.041 m/seg. con una abertura de válvula comprendida entre 45 y 60% , por el contrario como se muestra en tabla 4.5 y figura 4.5 para el acero A36 las velocidades adecuadas están entre los valores de 0.023 m/seg. y 0.045 m/seg. de igual forma con una abertura de válvula comprendida entre 45 y 60% , además el tiempo que tarda en realizar las perforaciones con el sistema automatizado así como también las cantidades estimadas por hora que se producen, todo esto comparado con el sistema manual .



## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 CONCLUSIONES**

- El análisis del sistema permite emitir criterios de cómo puede operar un sistema neumático en una línea de producción con todos los componentes del mismo.
- Los parámetros más importantes a tomar en cuenta son las presiones de funcionamiento, la fuerza necesaria, las velocidades de operación el tipo de mecanismo para su accionamiento etc.
- La mayoría de los sistemas neumáticos requieren de elementos correctamente seleccionados para que puedan funcionar con normalidad y prolongar su vida útil.
- El tiempo empleando con el sistema automatizado disminuye considerablemente en comparación con el sistema manual desde el montaje del mismo hasta la ejecución del proceso.
- El sistema permite controlar tanto la parte neumática como la parte eléctrica con el fin de que se ejecuten las tareas sin ninguna clase de inconvenientes.
- Mediante la implementación del sistema neumático se pudo obtener datos comparativos de cómo se realizaba el proceso manual sin ningún tipo de control con el sistema automatizado.
- Con los elementos acoplados al sistema de buena forma se pudo apreciar el funcionamiento del mismo según la necesidad para la que fue creado este sistema.

## 5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar el presente trabajo investigativo para verificar el correcto funcionamiento de todos los equipos con los parámetros propuestos.
- Al analizar un sistema neumático se debe tomar en cuenta desde la fuente de energía con la que se trabaja hasta los más mínimos elementos de conexión porque todos en conjunto cumplirán una función primordial.
- Es fundamental que antes de utilizar cualquiera de estos sistemas se identifique cuál es la tarea que cumple cada una de sus partes y así no tener inconveniente al momento de manipularlos.
- Es necesario que antes realizar las tareas se verifique que todas las conexiones neumáticas se encuentren bien para evitar lo menos posible fugas de aire.
- El sistema neumático será de fácil manejo y por ello los estudiantes de la facultad deben utilizarlo para un fin establecido ya que puede sufrir un deterioro de sus elementos.
- El sistema está compuesto de una parte neumática, mecánica y otra eléctrica y es necesario identificar que función cumple cada una de ellas para el trabajo que se desea ejecutar.
- Cada vez que se utilice el sistema hay que revisar si no existe algún desperfecto para poder trabajar con normalidad ya que de esta manera se obtendrá un eficiente proceso.

## **CAPÍTULO VI**

### **PROPUESTA**

#### **6.1 DATOS INFORMATIVOS**

##### **6.1.1 TEMA:**

“Implementación de un sistema de sujeción neumático para piezas de hasta 100 mm de ancho en un taladro pedestal para el laboratorio de neumática de la UTA”.

##### **6.1.2 BENEFICIARIOS:**

Estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

##### **6.1.3 UBICACIÓN:**

Universidad Técnica de Ambato campus Huachi Chico  
Ambato-Ecuador.

##### **6.1.4 EQUIPO TÉCNICO RESPONSABLE:**

Egresado: Washington Fabián Gavilanes Cartagena

Tutor: Ing. María Belén Ruales

#### **6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA**

En la investigación realizada se obtuvieron datos de cómo operan los sistemas neumáticos, cuáles son sus principales componentes para el funcionamiento normal de un circuito neumático, sus múltiples aplicaciones en la industria así como también la representación de cada uno de ellos por medio de esquemas y símbolos, los elementos de accionamiento, control, fuente de alimentación, presiones recomendadas, fuerzas permitidas, etc.

Para el desarrollo de la propuesta se utilizarán como fuentes de información catálogos, libros que se encuentran en la biblioteca, páginas de internet, tesis relacionadas al área de estudio y todo lo referente a consejos y sugerencias que se puedan transmitir de personas con experiencia en el área o que hayan emprendido proyectos de investigación en la misma.

Existen tesis relacionadas en la facultad al tema propuesto como por ejemplo: Washington Tenorio Gualpa realiza el siguiente trabajo investigativo:” Implementación de un sistema neumático en una desenllantadora mecánica para evitar deformaciones en los aros durante el servicio de vulcanización en la vulcanizadora “servitecnic san miguel” del cantón salcedo”, cuyo objetivo es el siguiente:

- Reemplazar una desenllantadora mecánica por un sistema de enllantaje neumático.

Otro autor Alvaro Andrés Gancino Yambay propone lo siguiente en su trabajo investigativo:” Implementación de un mecanismo automatizado en la transmisión de avance del husillo para perforar pletina de 6mm de espesor, en la microempresa l & g ingenio industrial”, el objetivo trazado es el siguiente:

- Implementar la automatización en el husillo de taladro de pedestal.

### **6.3 JUSTIFICACIÓN**

El presente trabajo de investigación se sustenta en un fin común, establecer los parámetros óptimos para el accionamiento de un sistema neumático y de esta manera observar el funcionamiento de un proceso industrial utilizando como herramienta la neumática, la mecánica y otras áreas afines.

Otro aspecto importante que se pretende dar a conocer es la diversidad de aplicaciones que tiene la neumática en la industria claro está respaldado mediante la mecánica y demás áreas, ya que mediante la propuesta a implementar se motivará a futuras promociones a que incursionen en más proyectos de investigación referentes a sistemas de este tipo.

## **6.4 OBJETIVOS**

### **6.4.1 OBJETIVO GENERAL**

- Implementar un sistema de sujeción neumático para piezas de hasta 100 mm de ancho en un taladro pedestal para el laboratorio de neumática de la UTA.

### **6.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Establecer los parámetros adecuados para el correcto funcionamiento del sistema de sujeción.
- Seleccionar los elementos para la ejecución normal del proceso a realizar.
- Reemplazar un sistema de sujeción manual por otro sistema que va ser automatizado.

## **6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD**

El sistema que se va a implementar cuenta con información que se la encuentra en libros, catálogos, internet, etc, que sirven de soporte para la elaboración del mismo, además se dispone de algunos componentes del laboratorio que servirán de ayuda para su ejecución, también es necesario mencionar a personal con cierta experiencia en el área de estudio, por lo tanto el presente trabajo investigativo es factible de realizarlo para lo cual se iniciará con el desarrollo de la propuesta en sí.

Otro factor a tomar muy en cuenta es el impacto que ocasionará en los estudiantes el trabajo investigativo a implementar ya que la facultad no cuenta todavía con este tipo de investigaciones y se hace cada vez más necesario emprender con nuevos proyectos que sean innovadores que es lo que hoy en día llama más la atención.

En cuanto al costo en estos sistemas la parte mecánica no es tan costosa, por el contrario la parte eléctrica, neumática y de automatismos es lo que más representa económicamente, además ciertos equipos ya fueron adquiridos por la facultad en períodos anteriores por citar un ejemplo tenemos un compresor que sirve de gran ayuda en este trabajo porque permite el accionamiento de la parte neumática con la que opera el sistema y las conexiones eléctricas tomadas de la línea.

A pesar del crecimiento de la facultad aún no se puede realizar la construcción de ciertos elementos mecánicos para lo cual esto se realizará en un taller independiente mediante la supervisión de técnicos encargados del mismo que de una u otra manera aportarán con sus conocimientos prácticos.

Para la elaboración del proyecto investigativo se establecerán parámetros de funcionamiento que sean lo más adecuados posibles para un mejor entendimiento del área objeto de este estudio, los estudiantes asimilarán de mejor manera los principios de este sistema con los parámetros propuestos.

El espacio físico que ocupará el sistema en mención no será tan grande ya que el mismo va ser montable y desmontable, esto quiere decir que solo se ocupará cuando se necesite hacer trabajos para los cuales fue desarrollado el mismo, además sus dimensiones no van a ser de gran consideración esto con el propósito de que pueda ser de fácil montaje y desmontaje para la fácil manipulación de los estudiantes en la realización de determinadas tareas.

El financiamiento del presente trabajo investigativo será en su totalidad cubierta por el autor del mismo ya que se comprará todos los elementos que hagan falta conforme avance el desarrollo del proyecto, además se cotizará elementos que se encuentren en el mercado de diferentes marcas pero que cumplan con las características que se necesiten para la ejecución del presente trabajo investigativo.

En todo caso este proyecto investigativo tiene una gran importancia para futuros estudiantes de la facultad ya que podrán observar y manipular un sistema que puede ser utilizado en un proceso industrial y por consiguiente solucionar alguna necesidad de la industria actual que es lo que más desean los propietarios de las empresas para su beneficio.

## 6.6 FUNDAMENTACIÓN

### 6.6.1 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para la selección del cilindro neumático tenemos los siguientes datos de entrada:

**Compresor:**

Marca: DONGSONG ITEM No: DS 2201

Potencia: 2 Hp

Voltaje: 110 V AC

Presión Máxima: 116 PSI

Intensidad: 15 A

Caudal: 0.25m<sup>3</sup>/min

1 PSI=0.0689Bar

Para el dimensionamiento del cilindro neumático se considerará la masa promedio de una persona que es de 85 Kg que es la que se necesita para sujetar fuertemente al material que se desea trabajar entonces calculamos la fuerza a partir de la siguiente ecuación:

$$F = m * g \quad \text{Ecuación (6.1)}$$

$$F = 85 \text{ Kg} * 9.8 \text{ m/seg}^2$$

$$F = 833 \text{ N}$$

Ahora entonces como conocemos el valor de la fuerza y la presión se considera de 6 bar (60 N/cm<sup>2</sup>) aplicamos la siguiente ecuación para dimensionar al cilindro:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación (6.2)}$$

Como se conoce que el área se calcula con la siguiente ecuación:

$$A = \left( \frac{\pi * D^2}{4} \right)$$

Reemplazando tenemos:

$$P = \frac{4F}{\pi * D^2}$$

Despejando tenemos:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi * P}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 833}{\pi * 60}}$$

$$D = 4.2 \text{ cm} \cong 42 \text{ mm}$$

De acuerdo a los datos obtenidos y comparando con un catálogo de cilindros neumáticos se encuentra en festo un tipo de cilindro que cumple con las características del mismo.

Mediante el catalogo de festo seleccionamos una clase de cilindro de doble efecto que es comercial y que se encuentra en el mercado para las solicitudes de diseño requeridas, además es normalizado y tiene dimensiones establecidas.

El cilindro a seleccionar es el DNN 50-160-PPV-A-S2. (Anexo A y B)

Diámetro del émbolo: 50mm

Diámetro del vástago: 18mm

Longitud de carrera: 160mm



### 6.6.1.1 DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para el dimensionamiento de los cilindros neumáticos se debe considerar parámetros como: la fuerza ejercida por un elemento de trabajo, que depende de la presión del aire y el diámetro del cilindro. La fuerza teórica del émbolo se calcula de la siguiente manera:

$$F_{teórica} = P * A \quad \text{Ecuación (2.1)}$$

$$A = \left( \frac{\pi * D^2}{4} \right) \quad \text{Ecuación (2.2)}$$

$$A = \left( \frac{\pi * 50^2}{4} \right)$$

$$A = 1963.5 \text{mm}^2 = 19.63 \text{cm}^2$$

La presión máxima que suministra el compresor es de 116 PSI pero generalmente para accionamiento de cilindros neumáticos se trabaja con alrededor de 80 PSI.

$$80 \text{ PSI} = 5.512 \text{ Bar} (55.12 \text{N/cm}^2)$$

Como los sistemas neumáticos emplean presiones de aproximadamente 6 bar (60N/cm<sup>2</sup>) para efectos de cálculos se utilizará esta presión de trabajo.

$$F_{teórica} = 60 * 19.63 = 1177.8 \text{N}$$

En la práctica es necesario conocer la fuerza real. Para determinarla hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 800 kPa/4 a 8 bar) se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

Para efectos de cálculo se tomará un valor medio de la fuerza de rozamiento que es del 10%.

$$F_{real} = 1177.8 \times 10\%$$

$$F_{real} = 1295.58 \text{ N}$$

### 6.6.1.2 CÁLCULO DE LA FUERZA DEL CILINDRO

### 6.6.1.3 RENDIMIENTO DE LOS CILINDROS<sup>22</sup>

Para cilindros de hasta D=40mm R=0.85

Para cilindros superiores a D=40mm R=0.95

La fuerza efectiva de avance será:

$$F_a = \frac{\pi}{4} * D^2 * P * R \quad \text{Ecuación (2.3)}$$

1 daN=1Kp=10N

$$F_a = \frac{\pi}{4} * 5^2 * 6 * 0.95$$

$$F_a = 111.92 \text{ Kp}$$

La fuerza en retroceso será:

$$F_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P * R \quad \text{Ecuación (2.4)}$$

$$F_r = \frac{\pi}{4} (5^2 - 1.8^2) 6 * 0.95$$

$$F_r = 97.41 \text{ Kp}$$

### 6.6.1.4 VELOCIDAD DEL ÉMBOLO (VÁSTAGO) EN LOS CILINDROS<sup>23</sup>

Velocidad rápida 1m/seg.

Velocidad media 0.3 a 0.5m/seg.

Velocidad baja  $\leq 0.1$ m/seg.

---

<sup>22</sup> Neumática A. Serrano Nicolás Quinta Edición

<sup>23</sup> Prontuario de Neumática Industrial Electricidad Aplicada José Roldán Vilorio

### 6.6.1.5 CONSUMO DE AIRE

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía del cilindro del proceso, es importante conocer el consumo de la instalación, el consumo de aire es determinado por el volumen del cilindro y por la presión de aire.

$$V = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)C \quad \text{Ecuación (2.5)}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (2(5)^2 - (1.8)^2)16$$

$$V = 587.6 \text{ litros}$$

Considerando que el cilindro realiza 30 ciclos por minuto la cantidad de aire o también llamado caudal será:

$$Q = \frac{\pi * C * P * n}{4000} (2D^2 - d^2) \quad \text{Ecuación (2.7)}$$

$$Q = \frac{\pi * 16 * 6 * 30}{4000} (2(5)^2 - (1.8)^2)$$

$$Q = 105.77 \text{ l/min}$$

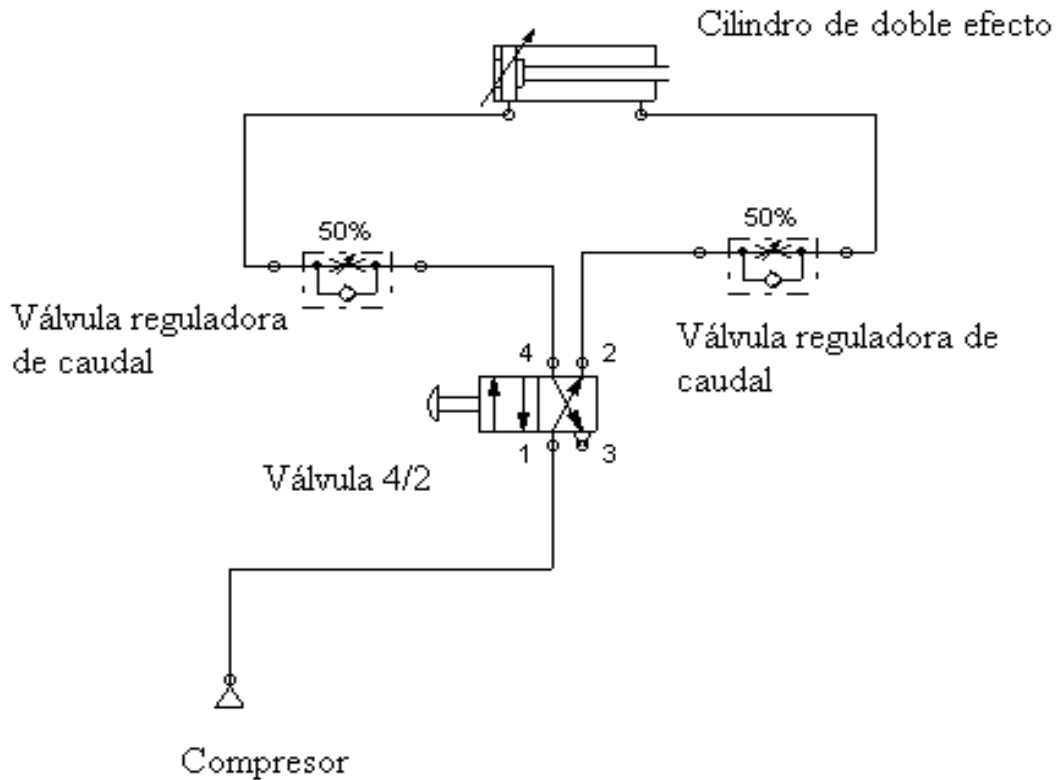
### 6.6.2 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA

Las válvulas se utilizan para controlar y regular los elementos de trabajo utilizando como fluidos el aire comprimido o el vacío. Son denominadas según la función que desarrollan.

En vista de que para gobernar cilindros de doble efecto se emplean válvulas 4/2 y 5/2 para el presente proyecto se utilizará una válvula de 4 vías y 2 posiciones (4/2) de accionamiento directo mediante pulsador del tipo K-3-M 5. (Anexo C)

En vista de que la velocidad del cilindro en ocasiones es muy rápida también se seleccionan 2 válvulas reguladoras de caudal tanto para el avance como para el retroceso del mismo.

## ESQUEMA NEUMÁTICO



### 6.6.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

#### 6.6.3.1 CÁLCULO DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES

Para el accionamiento del mecanismo piñón y cremallera es necesario calcular todos los parámetros de un tren de engranes esto con el fin de reducir la velocidad que se tiene a la salida del motor para que mediante esta reducción el desplazamiento de la mesa tenga una velocidad moderada.

Para el efecto se empezó la reducción con un juego de engranes helicoidales de hierro fundido con los siguientes datos:

Número de dientes del piñón ( $z_p$ )=18

Número de dientes del engrane ( $z_G$ )=66

Angulo de hélice ( $\psi$ )= 30°

Angulo de presión normal ( $\theta_n$ )=20°

Paso diametral normal ( $P_n$ )= 41  $\frac{dts}{plg}$

$$P_n * p_n = \pi \quad \text{Ecuación (6.3)}$$

Donde:

$P_n$  = Paso diametral normal

$p_n$  = Paso circular normal

$$p_n = \frac{\pi}{P_n}$$

$$p_n = \frac{\pi}{41}$$

$$p_n = 0.07 \text{ plg.}$$

$$p_n = p_t * \cos \psi \quad \text{Ecuación (6.4)}$$

Donde:

$p_t$  = Paso circular transversal

$\psi$  = Angulo de hélice

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \psi}$$

$$p_t = \frac{0.07}{\cos 30^\circ}$$

$$p_t = 0.08 \text{ plg.}$$

$$p_x = p_t * \tan \psi \quad \text{Ecuación (6.5)}$$

Donde:

$p_x$  = Paso circular axial

$$p_x = 0.08 * \tan 30^\circ$$

$$p_x = 0.05 \text{ plg.}$$

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad \text{Ecuación (6.6)}$$

Donde:

$P_t$  = Paso diametral transversal

$$P_t = P_n * \cos \psi$$

$$P_t = 41 * \cos 30^\circ$$

$$P_t = 35.507 \frac{dts}{plg}$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \theta_n}{\tan \theta_t} \quad \text{Ecuación (6.7)}$$

Donde:

$\theta_t$  = Angulo de presión transversal

$$\tan \theta_t = \frac{\tan \theta_n}{\cos \psi}$$

$$\tan \theta_t = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ}$$

$$\theta_t = 22.79^\circ$$

$$d_p = \frac{z_p}{P_t} \quad \text{Ecuación (6.8)}$$

Donde:

$d_p$  = Diámetro de paso del piñón

$$d_P = \frac{18}{35.507}$$

$$d_P = 0.5 \text{ plg.}$$

$$d_G = \frac{z_G}{P_t} \quad \text{Ecuación (6.9)}$$

Donde:

$d_G$  = Diámetro de paso del engrane

$$d_G = \frac{66}{35.507}$$

$$d_G = 1.8 \text{ plg.}$$

$$a = \frac{1}{P_n} \quad \text{Ecuación (6.10)}$$

Donde:

$a$  = Adendo

$$a = \frac{1}{41}$$

$$a = 0.02 \text{ plg.}$$

$$b = \frac{1.25}{P_n} \quad \text{Ecuación (6.11)}$$

Donde:

$b$  = Dedendo

$$b = \frac{1.25}{41}$$

$$b = 0.03 \text{ plg.}$$

$$C = \frac{d_P + d_G}{2} \quad \text{Ecuación (6.12)}$$

Donde:

$C$  = Distancia entre centros

$$C = \frac{0.5 + 1.8}{2}$$

$$C = 1.15 \text{ plg.}$$

Además mediante la ayuda de un software se pueden comparar todos los parámetros calculados en los piñones como se muestra a continuación.

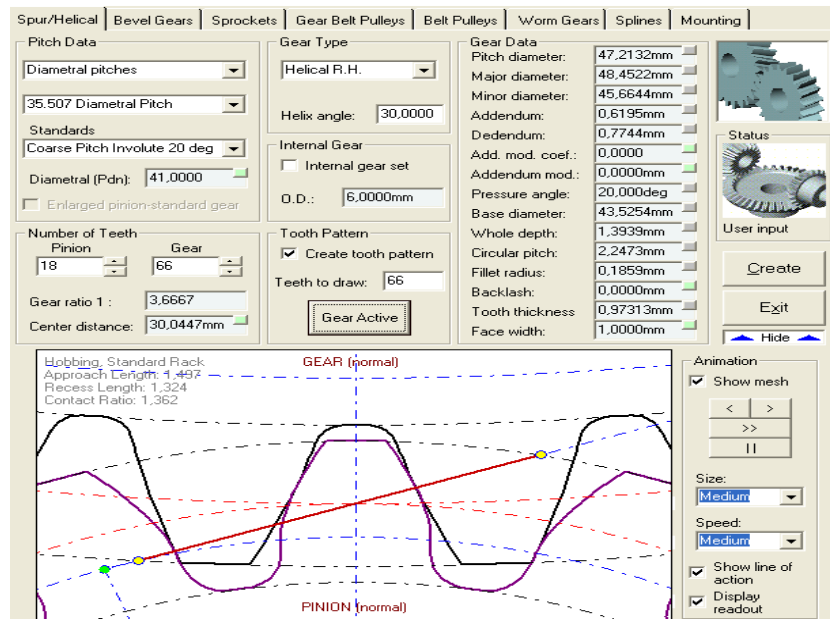


FIGURA 6.1 Generación de engranes helicoidales (Fuente: El Autor)

Para continuar con el cálculo del reductor de velocidad ahora se procederá a calcular todos los parámetros de un par de engranes rectos que generan el movimiento del mecanismo y son los que transmiten la reducción de velocidad al piñón final y posteriormente a la cremallera.

Número de dientes del piñón ( $z_p$ )=10

Número de dientes del engrane ( $z_G$ )=68

Angulo de presión normal ( $\theta$ )=20°

Paso diametral normal ( $P$ )=  $25 \frac{dts}{plg}$



Paso circular:

$$P * p = \pi$$

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$p = \frac{\pi}{25}$$

$$p = 0.12 \text{ plg.}$$

Diámetro de paso del piñón:

$$d_p = \frac{z_p}{P}$$

$$d_p = \frac{10}{25}$$

$$d_p = 0.4 \text{ plg.}$$

Diámetro de paso del engrane:

$$d_G = \frac{z_G}{P}$$

$$d_G = \frac{68}{25}$$

$$d_G = 2.72 \text{ plg.}$$

Adendo:

$$a = \frac{1}{P}$$

$$a = \frac{1}{25}$$

$$a = 0.04 \text{ plg.}$$

Dedendo:

$$b = \frac{1.25}{P}$$

$$b = \frac{1.25}{25}$$

$$b = 0.05 \text{ plg.}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{d_P + d_G}{2}$$

$$C = \frac{0.4 + 2.72}{2}$$

$$C = 1.56 \text{ plg.}$$

Diámetro exterior del piñón:

$$D_e = \frac{Z_P + 2}{P} \quad \text{Ecuación (6.13)}$$

$$D_e = \frac{10 + 2}{25}$$

$$D_e = 0.48 \text{ plg.}$$

Diámetro exterior del engrane:

$$D_e = \frac{Z_G + 2}{P} \quad \text{Ecuación (6.14)}$$

$$D_e = \frac{68 + 2}{25}$$

$$D_e = 2.8 \text{ plg.}$$

Diámetro base del piñón:

$$D_b = d_p * \cos \theta \quad \text{Ecuación (6.15)}$$

$$D_b = 0.4 * \cos 20^\circ$$

$$D_b = 0.37 \text{ plg.}$$

Diámetro base del engrane:

$$D_b = d_G * \cos \theta \quad \text{Ecuación (6.16)}$$

$$D_b = 2.72 * \cos 20^\circ$$

$$D_b = 2.56 \text{ plg.}$$

Diámetro de fondo del piñón:

$$D_i = d_p - 2 * b \quad \text{Ecuación (6.17)}$$

$$D_i = 0.4 - 2 * 0.05$$

$$D_i = 0.3 \text{ plg}$$

Diámetro de fondo del engrane:

$$D_i = d_G - 2 * b \quad \text{Ecuación (6.18)}$$

$$D_i = 2.72 - 2 * 0.05$$

$$D_i = 2.62 \text{ plg}$$

Igual que el anterior par de engranes mediante un software se puede comparar los valores calculados de todos los parámetros anteriores.

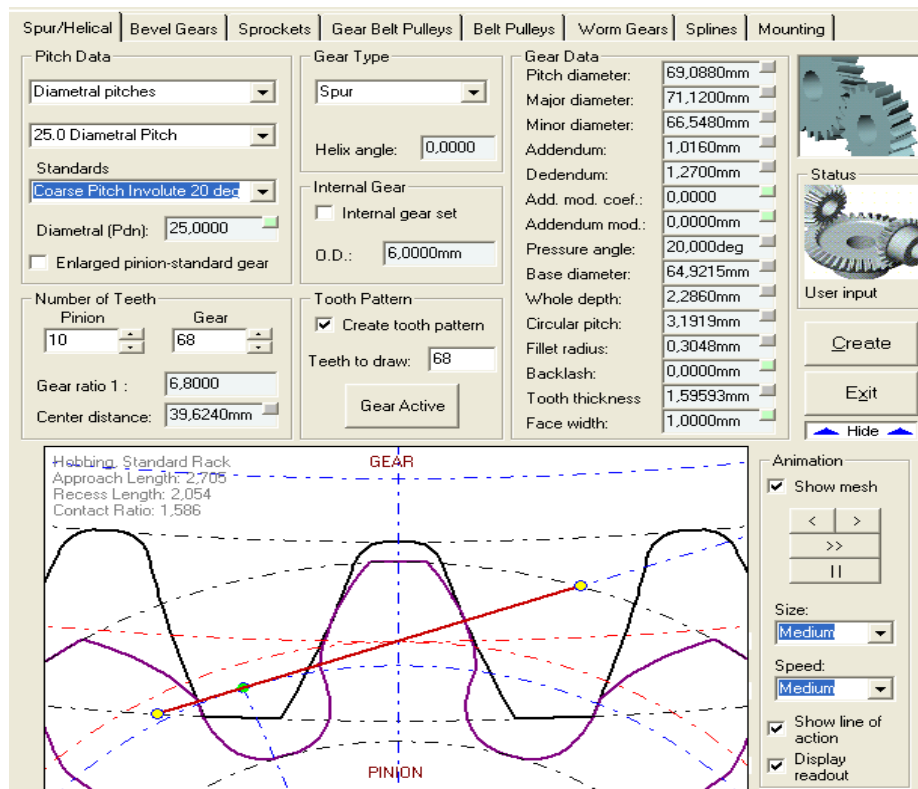


FIGURA 6.2 Generación de engranes rectos (Fuente: El Autor)

Finalmente para el movimiento que tendrá la mesa se dimensiona un mecanismo piñón y cremallera el mismo que proporcionará un desplazamiento lineal de la mesa en ambos sentidos por medio del reductor de velocidades del motorreductor que constará con una inversión de giro del mismo.

### 6.6.3.2 CÁLCULO DEL MECANISMO PIÑÓN Y CREMALLERA

Material: Acero AISI 4340

Para este caso el número de dientes es 77, el espesor del piñón 15mm y el diámetro primitivo 118mm, además se considerará un ángulo de presión de  $20^\circ$  entonces aplicando las ecuaciones:

Paso circular del diente:

$$p = \frac{\pi * d}{z} \quad \text{Ecuación (6.19)}$$

$$p = \frac{\pi * 118}{77}$$

$$p = 4.81 \text{ mm}$$

Módulo:

$$m = \frac{d}{z} \quad \text{Ecuación (6.20)}$$

$$m = \frac{118}{77}$$

$$m = 1.53 \text{ mm} \cong 1.5 \text{ mm}$$

Adendo:

$$a = 1 * m \quad \text{Ecuación (6.21)}$$

$$a = 1 * 1.5$$

$$a = 1.5 \text{ mm}$$

Dedendo:

$$b = 1.25 * m \quad \text{Ecuación (6.22)}$$

$$b = 1.25 * 1.5$$

$$b = 1.875 \text{ mm}$$

Espacio libre del fondo:

$$c = 0.25 * m \quad \text{Ecuación (6.23)}$$

$$c = 0.25 * 1.5$$

$$c = 0.375 \text{ mm}$$

Profundidad del diente:

$$h = 2.25 * m \quad \text{Ecuación (6.24)}$$

$$h = 2.25 * 1.5$$

$$h = 3.375 \text{ mm}$$

Espesor del diente:

$$e = \frac{\pi * m}{2} \quad \text{Ecuación (6.25)}$$

$$e = \frac{\pi * 1.5}{2}$$

$$e = 2.35 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$d_e = m * (z + 2) \quad \text{Ecuación (6.26)}$$

$$d_e = 1.5 * (77 + 2)$$

$$d_e = 118.5 \text{ mm}$$

Diámetro base:

$$d_b = d * \cos \theta$$

$$d_b = 118 * \cos 20^\circ$$

$$d_b = 110.88 \text{ mm}$$

Paso base:

$$p_b = \frac{\pi * d_b}{z}$$

$$p_b = \frac{\pi * 110.88}{77}$$

$$p_b = 4.52 \text{ mm}$$

Diámetro interior:

$$d_i = m * (z - 2.5) \quad \text{Ecuación (6.27)}$$

$$d_i = 1.5 * (77 - 2.5)$$

$$d_i = 111.75 \text{ mm}$$

Acero AISI 1018

Para accionar el mecanismo se necesita una cremallera de aproximadamente 300 mm de longitud ya que por las dimensiones de la mesa no se puede adoptar una de mayor longitud, además el piñón ya está dimensionado y bajo estos parámetros se empezaran los cálculos de la cremallera.

Paso diametral:

$$P = \frac{1}{m} \quad \text{Ecuación (6.28)}$$

$$P = \frac{1}{1.5}$$

$$P = 0.67 \text{ plg.}$$

Adendo:

$$a = \frac{1}{P}$$

$$a = \frac{1}{0.67}$$

$$a = 1.5 \text{ mm}$$

Dedendo:

$$b = \frac{1.25}{P}$$

$$b = \frac{1.25}{0.67}$$

$$b = 1.865 \text{ mm}$$

Espacio libre:

$$c = \frac{0.25}{P} \quad \text{Ecuación (6.29)}$$

$$c = \frac{0.25}{0.67}$$

$$c = 0.373 \text{ mm}$$

Profundidad del diente:

$$h = \frac{2.25}{P} \quad \text{Ecuación (6.30)}$$

$$h = \frac{2.25}{0.67}$$

$$h = 3.358 \text{ mm}$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{1.5708}{P} \quad \text{Ecuación (6.31)}$$

$$t = \frac{1.5708}{0.67}$$

$$t = 2.34 \text{ mm}$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = \frac{2}{P} \quad \text{Ecuación (6.32)}$$

$$h_k = \frac{2}{0.67}$$

$$h_k = 2.98 \text{ mm}$$

Radio de acuerdo del fondo:

$$r_f = \frac{0.3}{P} \quad \text{Ecuación (6.33)}$$

$$r_f = \frac{0.3}{0.67}$$

$$r_f = 0.45 \text{ mm}$$



Paso del diente:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$p = \frac{\pi}{0.67}$$

$$p = 4.69 \text{ mm}$$

Número de dientes de la cremallera:

$$z_c = \frac{L}{p} \quad \text{Ecuación (6.34)}$$

$$z_c = \frac{300}{4.69}$$

$$z_c = 63.96 \text{ dts} \cong 64 \text{ dts}$$

### **6.6.3.3 ANÁLISIS DE FUERZAS**

Hay que tomar en cuenta que tanto para los engranes rectos como para los helicoidales se producen fuerzas en los dientes de los mismos para ello hay que determinar cuáles son las fuerzas que actúan con sus respectivas componentes ya sean estas tangencial, radial y axial.

#### **6.6.3.3.1 ANÁLISIS DE FUERZAS EN LOS ENGRANES HELICOIDALES**

Los dientes de los engranes helicoidales soportan tanto cargas radiales, tangenciales además de cargas axiales, para ello es necesario identificar en que sentido están dirigidas además de sus respectivas componentes para determinar sus valores.

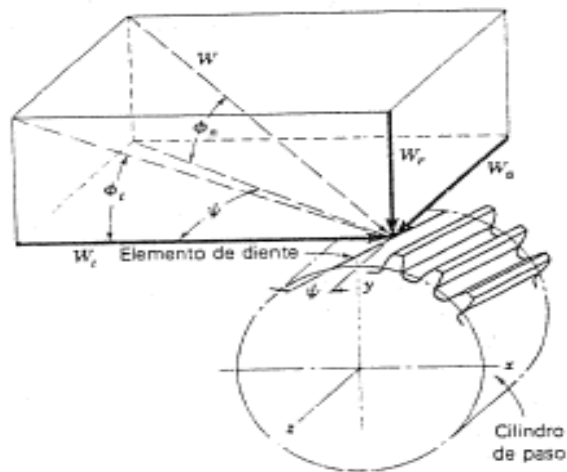


FIGURA 6.3 Fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal

(Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley)

El piñón helicoidal de 18 dts va acoplado a un motor reductor de 27.4 W de potencia a través de un eje por medio del cual gira el otro piñón helicoidal de 68 dts, el motor reductor tiene 2 velocidades, una velocidad a la entrada y otra a la salida.

Velocidad de entrada=560 rpm

Velocidad de salida=63.6 rpm

Relación de reducción: 9/1

Para propósito de cálculos interesa la velocidad de salida del motor que es 63.6 rpm que es la que transmite el eje del motor al piñón helicoidal de 18 dts.

Para determinar la velocidad que transmite el piñón de 18dts al de 66 dts se parte de la ecuación:

$$e = \frac{z_p}{z_G} = \frac{d_p}{d_G} = \frac{n_G}{n_p} \quad \text{Ecuación (6.35)}$$

Como la velocidad del piñón helicoidal impulsor es la misma que la del eje entonces se tiene lo siguiente:

$$n_G = \frac{z_p * n_p}{z_G}$$

$$n_G = \frac{18 * 63.6}{66}$$

$$n_G = 17.35 \text{ rpm}$$

La componente tangencial denominada también carga transmitida se calcula con la siguiente ecuación en los dos sistemas de unidades:

Sistema Inglés:

$$W_{t=} = \frac{33000 * H}{V} \quad \text{Ecuación (6.36)}$$

Donde:

$W_{t=}$  Carga transmitida en lbf

$H$  = Potencia del motor en Hp

$V$  = Velocidad en la línea de paso en pie/min.

1 Hp = 746 W

Para calcular la velocidad en la línea de paso se parte de la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi * d * n}{12} \quad \text{Ecuación (6.37)}$$

Donde:

$d$  = diámetro de paso del engrane en plg.

$n$  = velocidad del motor en rpm.

$$V = \frac{\pi * 0.5 * 63.6}{12}$$

$$V = 8.32 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$W_{t=} = \frac{33000 * 0.0367}{8.32}$$

$$W_{t=} = 145.56 \text{ lbf}$$

Sistema Internacional:

$$W_t = \frac{60000 * P}{\pi * d * n} \quad \text{Ecuación (6.37)}$$

Donde:

$W_t$  = Carga transmitida en KN

$H$  = Potencia del motor en KW

$d$  = diámetro de paso del engrane en mm.

$n$  = velocidad del motor en rpm.

$$W_t = \frac{60000 * 0.0274}{\pi * 12.7 * 63.6}$$

$$W_t = 0.65 \text{ KN}$$

La componente radial se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_r = W_t * \tan \theta_t \quad \text{Ecuación (6.38)}$$

$$W_r = 145.56 * \tan 22.79^\circ$$

$$W_r = 61.16 \text{ lb}$$

La componente axial denominada también carga de empuje se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_a = W_t * \tan \psi \quad \text{Ecuación (6.39)}$$

$$W_a = 145.56 * \tan 30^\circ$$

$$W_a = 84.04 \text{ lb}$$

Para determinar la fuerza total se parte de la siguiente ecuación:

$$W = \frac{W_t}{\cos \theta_n * \cos \psi} \quad \text{Ecuación (6.40)}$$

$$W = \frac{145.56}{\cos 20^\circ * \cos 30^\circ}$$

$$W = 178.87 \text{ lb}$$

A continuación se calcularán todas las fuerzas que actúan en el engrane helicoidal impulsado.

$$V = \frac{\pi * 1.8 * 17.35}{12}$$

$$V = 8.17 \frac{pie}{min}$$

$$W_t = \frac{33000 * 0.0367}{8.17}$$

$$W_t = 148.23 \text{ lb}$$

$$W_r = 148.23 * \tan 22.79^\circ$$

$$W_r = 62.28 \text{ lb}$$

$$W_a = 148.23 * \tan 30^\circ$$

$$W_a = 85.58 \text{ lb}$$

$$W = \frac{148.23}{\cos 20^\circ * \cos 30^\circ}$$

$$W = 182.14 \text{ lb}$$

#### 6.6.3.3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN LOS ENGRANES RECTOS

Al igual que en los engranes helicoidales los dientes de los engranes rectos soportan únicamente cargas radiales y tangenciales, para lo cual hay que descomponer estas fuerzas para ello se trazan diagramas para ubicar las direcciones y sentidos de las mismas.

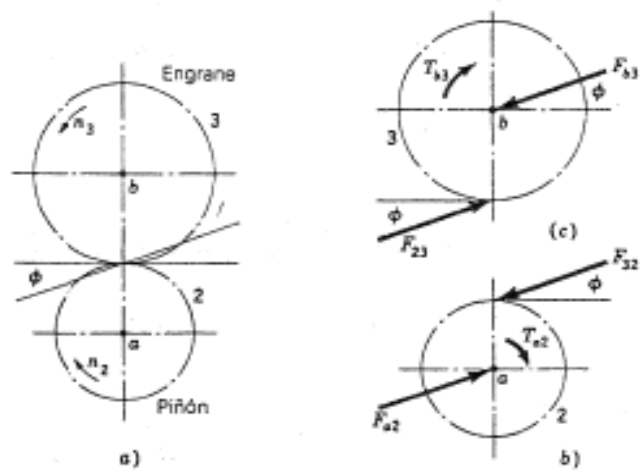


FIGURA 6.4 Fuerzas que actúan entre dos engranes rectos  
 (Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph Shigley)

El piñón recto de 10 dts tiene la misma velocidad angular del engrane helicoidal de 66 dts ya que conforman un solo cuerpo y giran en el mismo sentido es por esta razón que para efectos de cálculo se utilizará la misma velocidad angular del engrane impulsado.

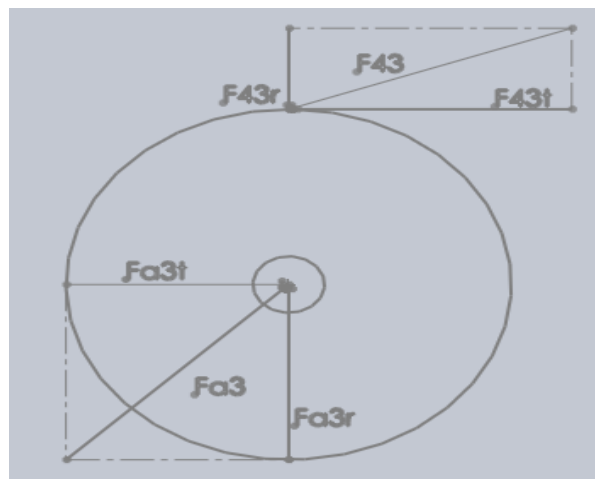


FIGURA 6.5 Fuerzas que actúan en el piñón (Fuente: El Autor)

$$\sum F_x = 0$$

$$Fa3^t - F43^t = 0$$

$$Fa3^t = F43^t$$

$$W_t = \frac{60000 * 0.0274}{\pi * 10.16 * 17.35}$$

$$W_t = 2.96 \text{ KN}$$

$$Fa3^t = F43^t = 2.96 \text{ KN}$$

$$\cos 20^\circ = \frac{F43^t}{F43}$$

$$F43 = \frac{2.96}{\cos 20^\circ}$$

$$F43 = 3.15 \text{ KN}$$

$$\tan 20^\circ = \frac{F43^r}{F43^t}$$

$$F43^r = 2.96 * \tan 20^\circ$$

$$F43^r = 1.08 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Fa3^r - F43^r = 0$$

$$Fa3^r = F43^r$$

$$Fa3^r = 1.08 \text{ KN}$$

$$\cos 20^\circ = \frac{Fa3^t}{Fa3}$$

$$Fa3 = \frac{2.96}{\cos 20^\circ}$$

$$Fa3 = 3.15 \text{ KN}$$

Para calcular las fuerzas que actúan sobre el engrane recto de 68 dts es necesario conocer su velocidad angular ya que la misma es la más baja del reductor y esta transmitirá el piñón a la cremallera para el desplazamiento de la mesa con lo cual existe una notable reducción de velocidades.

$$n_G = \frac{10 * 17.35}{68}$$

$$n_G = 2.55 \text{ rpm}$$

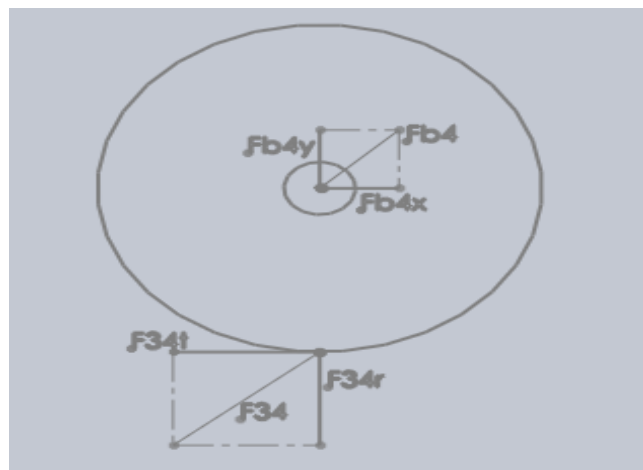


FIGURA 6.6 Fuerzas que actúan en el engrane (Fuente: El Autor)

$$\sum F_x = 0$$

$$F34^t - Fb4^x = 0$$

$$F34^t = Fb4^x$$

$$W_t = \frac{60000 * 0.0274}{\pi * 69.09 * 2.55}$$

$$W_t = 2.97 \text{ KN}$$



$$Fb4^x = F34^t = 2.97KN$$

$$\cos 20^\circ = \frac{F34^t}{F34}$$

$$F34 = \frac{2.97}{\cos 20^\circ}$$

$$F34 = 3.16 KN$$

$$\tan 20^\circ = \frac{F34^r}{F34^t}$$

$$F34^r = 2.97 * \tan 20^\circ$$

$$F34^r = 1.08 KN$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F34^r - Fb4^y = 0$$

$$F34^r = Fb4^y$$

$$F34^r = 1.08 KN$$

$$\cos 20^\circ = \frac{Fb4^x}{Fb4}$$

$$Fb4 = \frac{2.97}{\cos 20^\circ}$$

$$Fb4 = 3.16 KN$$

#### 6.6.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Considerando que los piñones transmiten fuerzas a sus soportes se deben seleccionar rodamientos para que brinden movimiento sin interferencia entre los engranes es por esta razón que los rodamientos están localizados en los agujeros que se conectan a los engranes para transmitir movimiento.

Cargas calculadas en el engrane:

$$Fr = 277.4 N$$

$$Fa = 381.17 N$$

Se desea seleccionar un rodamiento rígido de bolas el cuál se encontrará alojado en un soporte que servirá para transmitir movimiento a los engranes y de esta forma evitar las posibles fricciones que se presentan en su interior.

Inicialmente se procede a realizar los cálculos con datos que se encuentran establecidos y otros que se determinarán mediante tablas gracias a la ayuda del catálogo de rodamientos SKF.

$$n = 63.6 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} = 10000-25000 \text{ (Anexo H)}$$

Asumimos un valor de 20000

Además considerando un factor de seguridad estático para exigencias normales

$$S_o = 1.2 \text{ (Anexo H)}$$

Interpolando en la tabla (Anexo I) se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{C}{P} = 4.24$$

Donde:

C= capacidad de carga dinámica

P= carga dinámica equivalente

Cálculo de la capacidad de carga dinámica:

$$C = 4.24 * P * S_o$$

$$C = 4.24 * 277.4 * 1.2$$

$$C = 1411.41 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad de carga estática:

$$P_o = 0.6Fr + 0.5Fa \quad \text{Ecuación (6.41)}$$

Donde:

$P_o$  = Carga estática equivalente

$Fr$  = Carga radial

$Fa$  = Carga axial

Como el rodamiento gira sin desplazarse entonces únicamente se transmite carga radial.

$$P_o = 0.6 * 277.4$$

$$P_o = 166.44 \text{ N}$$

$$C_o = S_o * P_o \quad \text{Ecuación (6.42)}$$

Donde:

$C_o$  = Capacidad de carga estática

$S_o$  = Factor de seguridad estático

$$C_o = 1.2 * 166.44$$

$$C_o = 199.728 \text{ N}$$

Del catálogo SKF se selecciona el rodamiento rígido de bolas:

Serie 61800

C= 1480 N

C<sub>0</sub>= 630N

D= 21 mm

d= 12 mm

B=5

Ahora para calcular los rodamientos que estarán ubicados en la parte móvil del sistema se considera como dato inicial el peso de la plancha ya que los rodamientos permitirán deslizarse de mejor manera y que los engranes no requieran mucha fuerza para mover el mecanismo.

Peso de la plancha que se desplazará:

60 lb= 266.88 N

A continuación se presentan datos similares al cálculo anterior con la gran diferencia que la velocidad del motor no será la misma ya que para poder mover todo el mecanismo se necesita la final del reductor que es la que genera movimiento a todo el sistema.

n= 17.35 rpm

L<sub>10h</sub>= 10000-25000 (Anexo)

Asumimos un valor de 20000

Además considerando un factor de seguridad estático para exigencias normales

S<sub>0</sub>= 1.2 (Anexo)

Interpolando en la tabla (Anexo) se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{C}{P} = 2.74$$

Cálculo de la capacidad de carga dinámica:

$$C = 2.74 * P * S_o$$

$$C = 2.74 * 266.88 * 1.2$$

$$C = 877.5 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad de carga estática:

$$P_o = 0.6Fr + 0.5Fa$$

Igual que para la selección anterior no existe carga axial únicamente carga radial.

$$P_o = 0.6 * 266.88$$

$$P_o = 160.12 \text{ N}$$

$$C_o = S_o * P_o$$

$$C_o = 1.2 * 160.12$$

$$C_o = 192.14 \text{ N}$$

Del catálogo SKF se selecciona el rodamiento rígido de bolas:

Serie 618/8

C= 1330 N

C<sub>o</sub>= 530N

D= 16 mm

d= 8 mm

B= 4

### 6.6.5 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Con la ayuda de un software se puede determinar si el material seleccionado es apto para el trabajo que se va a realizar, a continuación se presenta unas gráficas de los esfuerzos originados en el material así como también cuales son los desplazamientos y deformaciones unitarias así como el factor de seguridad.

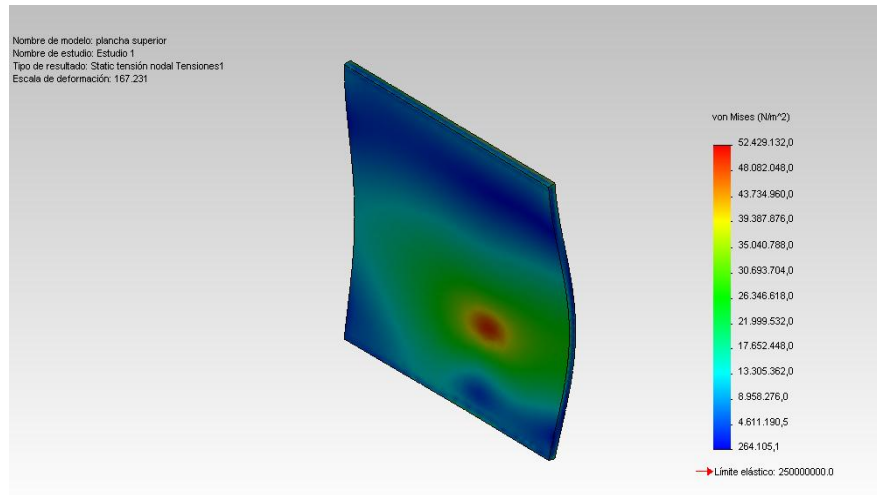


FIGURA 6.7 Tensiones generadas en la plancha (Fuente: El Autor)

En el gráfico se puede observar las tensiones generadas en el material, mediante el software se determinó que el material no falla ya que el límite elástico todavía está alejado del valor crítico con esto el material puede soportar mucho más de lo esperado.

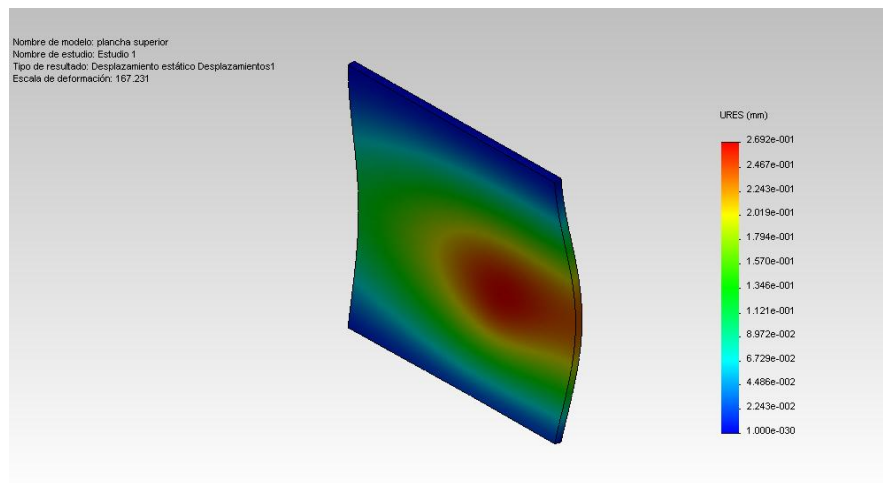


FIGURA 6.8 Desplazamientos generados en la plancha (Fuente: El Autor)

En la figura anterior se muestra los desplazamientos generados, aquí por el contrario de la gráfica de tensiones la escala de deformación presenta una mayor área en la que el elemento puede fallar bajo ciertos criterios de diseño por lo que el espesor del material ayuda significativamente.

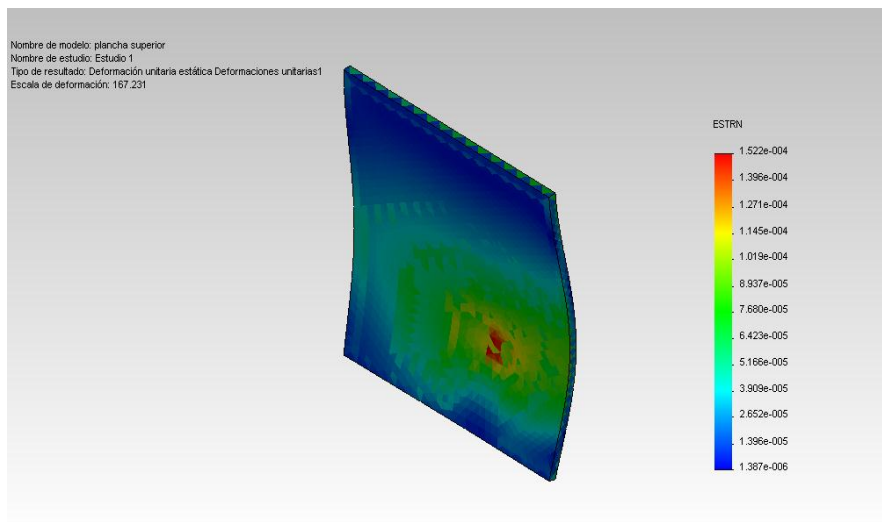


FIGURA 6.9 Deformaciones unitarias generadas en la plancha (Fuente: El Autor)

En el gráfico anterior se presenta las deformaciones unitarias generadas en el material en el mismo al igual que en el gráfico de las tensiones el comportamiento del material satisface notablemente, es por esta razón como se puede visualizar que la escala de colores no presenta gran variación.

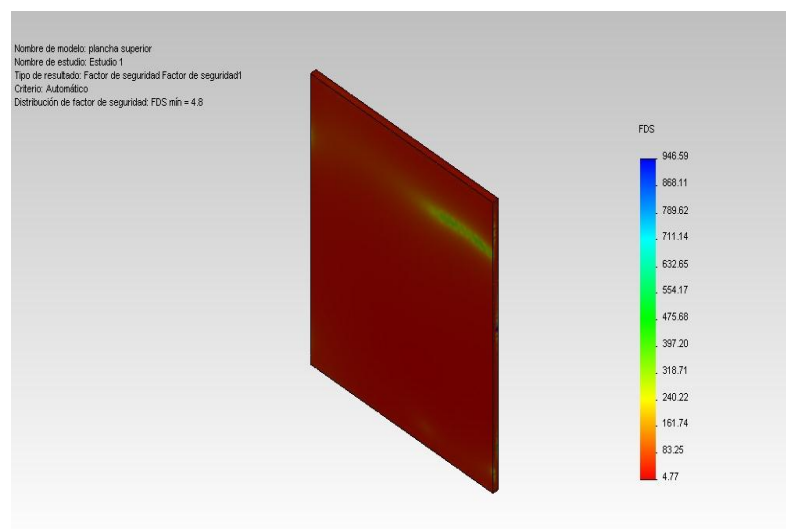


FIGURA 6.10 Factor de Seguridad (Fuente: El Autor)

Finalmente en la figura anterior se puede observar claramente como el factor de seguridad recomendado es de 4.8 lo cual dice que el diseño para el material está entre valores recomendados ya que este valor indica que el material está correctamente seleccionado y tendrá una mayor duración de lo esperado.

### 6.6.6 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LA MESA

Por cada vuelta completa del piñón la cremallera se desplazará avanzando tantos dientes como tenga el piñón. Por tanto se desplazará una distancia:

$$\frac{1plg}{5dts} * \frac{25.4mm}{1plg} = 5.08 mm$$

La velocidad de desplazamiento será:

$$v = n * (5.08)$$

Donde,

n = velocidad de giro del piñón

$$n = 2,55 \text{ rpm} * (5.08)$$

$$v = 12,95 \text{ mm por minuto}$$

Para determinar el tiempo que tarda en desplazarse la mesa partimos de la siguiente ecuación:

$$v = \frac{x}{t}$$

Despejando tenemos:

$$t = \frac{x}{v}$$

$$t = \frac{5.08}{12.95}$$

$$t = 0.39min$$



$$\begin{array}{l} 1 \text{ min} \text{ ————— } 60\text{seg} \\ 0.39\text{min} \text{ ————— } t \end{array}$$

$$t = 23.4 \text{ seg.}$$

### **6.6.7 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO**

Una vez realizados tanto los cálculos neumáticos como los mecánicos se procede a describir que tipo de material puede ser perforado, la longitud total o diámetro de la pieza a perforar, y la distancia que la mesa se desplaza en cada pulso así como también la velocidad que tiene la mesa cuando se desplaza además del tiempo que se demora la mesa en recorrer una cierta distancia cuando es accionado el pulsador correspondiente.

#### **Material a perforar:**

El material a perforar dependerá mucho de la resistencia mecánica que posea ya que en los cálculos previos se determinó que la fuerza necesaria para sujetar la pieza será de 1295.58 N que es aquella con la que las 2 mordazas de acero sujetan fuertemente a la pieza a perforar y si se introduce un material que no soporte dicha fuerza el mismo tendrá una tendencia a deformarse ya que el cilindro se mantendrá en esa posición mientras transcurra el perforado.

#### **Dimensiones de la pieza a perforar:**

Las dimensiones de la pieza a perforar quedan establecidas de acuerdo a la separación que existe entre cada mordaza y esta fue determinada con la longitud de carrera del pistón que de acuerdo al cilindro seleccionado alcanza 105 mm para lo cual y considerando un margen de tolerancia el ancho máximo de las piezas a perforar es de 100 mm así como su diámetro que son las dimensiones que más interesan para este proceso.

### **Movimiento de la mesa:**

El movimiento de la mesa está establecido por el motor reductor que acciona el mecanismo piñón cremallera que es el encargado de desplazar la mesa y mediante la inversión de giro retornar a su posición inicial para esto es necesario contar con sensores finales de carrera para que detecten el límite de desplazamiento en ambos sentidos y así el proceso pueda ser simultáneo y cíclico a la vez que es lo que se requiere.

Mediante 2 pulsadores uno para cada sentido se establece que en cada pulso la mesa se desplace una determinada distancia esto depende del temporizador ya que el mismo posee una perilla que se puede regular, para este caso específico el temporizador utilizado es un on delay de 0 a 5 segundos para esto el tiempo transformado en distancia queda de la siguiente manera:

Tabla 6.1 Tiempo en distancia (Fuente: El Autor)

Tiempo(segundos)	Distancia(centímetros)
1	2
2	4
3	6
4	8
5	10

## **6.7 METODOLOGÍA**

### **MODELO OPERATIVO**

1.- Se iniciaron con las dimensiones y la forma que tendrá el sistema de sujeción para el propósito destinado, además la ubicación en la cual estarán ubicados todos sus componentes tanto neumáticos como eléctricos para posteriormente acoplarlos correctamente.

2.- Para el propósito del presente trabajo investigativo el sistema de sujeción estará conformada por 2 planchas de acero ASTM A36 de 400mm x 400mm y 1/2 plg. de espesor, una será fija y otra móvil que estarán unidas mediante otras 2 planchas de 400 mm x 150 mm y 3/8 plg. de espesor del mismo material.

3.- Para las mordazas de sujeción se procedió a cortar en pedazos tanto para la mordaza móvil como para la fija de una barra cuadrada de Acero ASTM A36 de 450mm x 1000mm que cumplirán las funciones tanto de mordaza móvil como de mordaza fija.

4.- Una vez que se cortaron y esmerilaron las planchas para el sistema de sujeción se sueldan por los extremos mediante electrodos E-6011 la base que será fija de 1/2 con las otras 2 planchas de 3/8 las que tendrán soldadas unas guías que son varilla cuadrada de 10 mm de ASTM A36 que permitirán desplazar la parte móvil del sistema.

5.- Después se procede a soldar la parte móvil con 2 pedazos de platina de 1/4 x 2 de ASTM A36 en ambos lados en los cuales estarán alojados los rodamientos que permitirán un mejor movimiento, también se sueldan sobre la misma las mordazas que serán fijas.

6.- También se soldaron las respectivas partes donde estarán alojadas tanto el cilindro neumático, así como las válvulas, además del soporte en el cual estará ubicada la caja que constará de los relés, cables, pulsadores y el temporizador respectivamente.

7.- Entonces como toda la estructura se encuentra soldada se procede a colocar el mecanismo piñón y cremallera que proporcionará el movimiento de la parte móvil el mismo estará acoplado a un motorreductor por medio de un juego de engranes que son los encargados de reducir la velocidad ya que se requiere que el desplazamiento debe ser moderado.

8.- Cuando todo el conjunto se encuentren correctamente soldado y pulido se procede a limpiarlo para pintarlo esto es tanto la base que es fija como la parte que es móvil, también la mordaza que es móvil, además de todo el mecanismo que genera el movimiento.

9.- Luego se procede a colocar todos los respectivos componentes tanto eléctricos como neumáticos como son las válvulas, el cilindro, los sensores finales de carrera, la manguera de presión, acoples rápidos, el cable eléctrico, los manómetros de presión y la caja de control.

10.- Finalmente cuando todo el sistema está conformado de todos sus componentes se procede a realizar las respectivas pruebas de funcionamiento para observar el comportamiento de cada una de las partes del sistema y así verificar su normal desenvolvimiento.



FIGURA 6.11 Mecanismo de accionamiento (Fuente: El Autor)



FIGURA 6.12 Ubicación de componentes (Fuente: El Autor)



FIGURA 6.13 Calibración del temporizador (Fuente: El Autor)



FIGURA 6.14 Dispositivos de accionamiento (Fuente: El Autor)



FIGURA 6.15 Sistema de sujeción (Fuente: El Autor)

## 6.8 ADMINISTRACIÓN

### 6.8.1 COSTOS DIRECTOS (CD)

Son todos aquellos gastos que se refiere en cuanto a elementos o componentes de una máquina y se detallan a continuación.

Tabla 6.2 Costos de materiales neumáticos utilizados (Fuente: El Autor)

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio Unitario USD</b>	<b>Precio Total USD</b>
1	Cilindro neumático doble efecto D=50mm carrera=160mm	40	40
1	Válvula de accionamiento manual por pulsador	15	15
10	Racores de 1/8	1.75	17.50
4 metros	Manguera de 1/4	1.20	4.80
1	Toma de manguera de 1/8	1.40	1.40
2	Válvulas reguladoras de caudal	8	16
2	Manómetros de presión	3.50	7
2	Reductores 1/4 a 1/8	1.80	3.60
2	Te 1/8	2.10	4.20
2	Bushing	3	6
			<b>115.5</b>

Tabla 6.3 Costos de materiales mecánicos empleados (Fuente: El Autor)

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio Unitario USD</b>	<b>Precio Total USD</b>
2	Planchas de acero ASTM A 36 400x440x1/2	22.50	45
1	Cremallera de acero AISI 1018 de 300 mm de longitud	5	5
1	Piñón de acero AISI 4340 de 15 mm de espesor	10	10
4	Piñones de Hierro fundido	15	60
2	Prisioneros M4	0.10	0.20

2	Planchas de acero ASTM A36 400x150x3/8	5	10
1	Varilla cuadrada de 10mm	2	2
1	Barra cuadrada de 450x1000	24	24
5	Rodamientos de bolas	4	20
6	Pernos M5x25 sin tuerca	0.15	0.90
1	Eje de acero de 18 mm de diámetro y 47 mm de longitud	4	4
1 metro	Platina de ¼ x 2	4.20	4.20
			<b>185.3</b>

Tabla 6.4 Costos de materiales eléctricos y varios (Fuente: El Autor)

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio Unitario USD</b>	<b>Precio Total USD</b>
1	Motor reductor de 1/4 Hp con inversión de giro	150	150
2	Relay 110 VAC 11 pines redondos CAMSCO	4.6	9.2
2	Base Relé 11 pines planos	2.2	4.4
1	Timer 110 VAC SASSIN	9.2	9.2
1	Base Timer	1.8	1.8
50	Terminal U 16 14 D2 4MN10C	0.04	2
2	Pulsador verde 22 mm CAMSCO	1.75	3.5
2	Micro Switch de palanca larga	1.5	3
6 metros	Cable platina gemelo 16 cablec	0.55	3.3
1	Enchufe blanco 2P 15AMP	0.7	0.7
1 litro	Base duretan nitro gris	5	5
½ litro	Esmalte sintético entonador azul	3	3
2 litros	Diluyente laca especial	1.55	3.1
1 libra	Waype blanco	1.5	1.5
1	Caja metálica 15x15x10	5.1	5.1
			<b>204.8</b>

**COSTOS DIRECTOS** = costo neumático + costo mecánico + costo eléctrico

$$C D = 115.5 + 185.3 + 204.8$$

$$C D = 505.6 \text{ USD}$$

### 6.8.2 COSTOS INDIRECTOS (CI)

Son todos aquellos costos que tienen que ver con el alquiler de maquinaria así como también de mano de obra que no intervienen directamente pero son necesarios y se los detalla a continuación:

Tabla 6.5 Costos de maquinarias y equipos (Fuente: El Autor)

<b>Maquinaria</b>	<b>Costo/Hora</b>	<b>Horas Utilizadas</b>	<b>Valor USD</b>
Torno	10	1	10
Suelda Eléctrica	1.5	10	15
Amoladora	0.75	6	4.5
Esmeril	0.7	4	2.8
Taladro de mano	0.6	8	4.8
Taladro pedestal	0.8	2	1.6
Rectificadora	5	10	50
Guillotina	0.5	6	3
Compresor	1	4	4
Entenalla	0.25	10	2.5
Manuales	0.4	8	3.2
			<b>101.4USD</b>

El costo de mano de obra se establece de la siguiente manera: la hora cuesta 5 USD y como se trabajan 5 días a la semana en una jornada de 8 horas diarias, para lo cual se emplearon alrededor de 50 horas para la finalización del mismo, entonces el costo de mano de obra para este número de horas es 250 USD.



**COSTOS INDIRECTOS** = costo de maquinaria y equipos + costo mano de obra

$$C I= 101.4 + 250$$

$$C I= 351.4 \text{ USD}$$

### **6.8.3 COSTO TOTAL DE LA IMPEMENTACIÓN DEL SISTEMA**

**CT= COSTOS DIRECTOS + COSTOS INDIRECTOS**

$$CT= 505.6 + 351.4$$

$$CT= 857 \text{ USD}$$

El costo total del proyecto es de 857 dólares.

## **6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN**

### **6.9.1 PLAN DE MANTENIMIENTO**

Se sugiere chequear constantemente el sistema de sujeción, es decir que no tenga ninguna avería o que las conexiones eléctricas se encuentren en su posición porque basta que un cable salga de su posición y el motor no funcionará correctamente.

Siempre se debe recordar que la conexión eléctrica es a 110V y hay que tener mucho cuidado con ello porque si se conecta a 220V el circuito eléctrico puede dañarse ya que los relés que protegen al motor se quemarán y se tendría que cambiar todo el cableado.

Igualmente revisar periódicamente la conexión neumática, es decir que todos los elementos de acople se encuentren ajustados de una buena manera para que no existan fugas de aire ya que esto ocasionaría que el cilindro no realice la función a la que esta destinado con la presión de suministro.

También es muy importante que al momento de manipular el sistema colocarlo solamente en un plano horizontal ya que las guías están debidamente engrasadas y con los rodamientos respectivos lo que hace que se deslice fácilmente y si por el contrario colocamos en un plano inclinado la mesa móvil estaría propensa a salirse del conjunto y dañar los finales de carrera que se encuentran en los extremos.

### **6.9.2 PLAN DE MEJORAS**

Una importante alternativa para mejorar el sistema sería que no solo la sujeción tenga dispositivos de mando, también se puede controlar mediante sensores que únicamente cuando la pieza se encuentre entre las mordazas se accione el pistón ya que actualmente esta señal se activa cuando se pulsa la válvula.

También se puede detectar mediante sensores de proximidad que cuando finalice el perforado el cilindro libere automáticamente a la pieza para dar paso a otra y se repita el mismo proceso, esto ocasionaría que el cilindro responda a las señales que se emitan desde alguna posición del sistema.

### **CONCLUSIONES DE LA PROPUESTA**

Mediante el sistema de sujeción neumático se observó que no hace falta un compresor de gran tamaño para obtener presiones elevadas más bien todo depende del correcto dimensionamiento del cilindro neumático.

Se verificó como con un motorreductor se puede bajar notablemente la salida del mismo ya que para nuestro caso se necesitaba que las revoluciones del motor no sean tan elevadas.

Además se comprobó mediante finales de carrera como se invirtió el giro del motor de manera que pueda ser cíclico y de esta forma con los relés y pulsadores se determinó que pueda funcionar solamente uno de ellos a la vez.

## **BIBLIOGRAFIA:**

NARANJO, Galo. (2004). Tutoría de la Investigación Científica. Ambato. Ecuador

Prontuario de Neumática Industrial, José Roldan Vilorio

NEUMÁTICA, A. Serrano Nicolás Quinta Edición

Sistemas Neumáticos Principios y Mantenimiento S.R.Majumdar

Neumática e Hidráulica Antonio Creus Solé

Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos F. Jesús Cembrianos Nistal

C. W. Ham / E. J. Crane / W. L. Rogers, "Mecánica de Máquinas". Ed. Mc Graw Hill, Cuarta Edición, España.

SHIGLEY, Joseph Diseño en Ingeniería Mecánica Cuarta Edición

Catálogo FESTO PNEUMATIC Programa de Fabricación

[http://www.tecnologiaindustrial.info/index.php?main\\_page=document\\_general\\_info&cPath=412&products\\_id=381](http://www.tecnologiaindustrial.info/index.php?main_page=document_general_info&cPath=412&products_id=381)

<http://www.sapiensman.com/neumatica/index.htm#introduccion>

<http://es.wikipedia.org/wiki/Actuador>

<http://www.monografias.com/trabajos13/actoneu/actoneu.shtml>

[http://www.guillesime.galeon.com/index\\_archivos/Page780.htm](http://www.guillesime.galeon.com/index_archivos/Page780.htm)

<http://www.festo-didactic.com/int-es/learning-systems/courseware/neum-tica/bibb/tecnica-de-control-neum-tica,ejercicios-para-el-estudiante.htm?fbid=aW50LmVzLjU1Ny4xNC4xOC41MzAuMzIwNQ>

[http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec\\_cremallera-pinon.htm#titulo](http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_cremallera-pinon.htm#titulo)

[http://www.profesormolina.com.ar/tecnologia/sens\\_transduct/tipos.htm](http://www.profesormolina.com.ar/tecnologia/sens_transduct/tipos.htm)

<http://www.publysoft.net/~watios/pulsador.htm>

## ANEXO A

### Cilindros Neumáticos FESTO PNEUMATIC Programa de Fabricación

#### Cilindros normalizados

Serie de cilindros de pequeño tamaño según ISO 6432 y CETOP RP 52 P.  
Tipo DSN-...-P  
Con amortiguación elástica en ambos sentidos.



Tipo DSN-...-PPV (∅ 16, 20, 25)

Con amortiguación regulable en ambos sentidos.  
Ejecuciones especiales S2, S3, S9 bajo demanda.



Tipo	∅ del embolo en mm	Carrera en mm	
		Estandar	min.-máx.
DSN-8-...	8	10, 25, 40, 50, 80, 100	10 a 100
DSN-10-...	10		
DSN-12-...	12	10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200	10 a 200
DSN-16-...	16		
DSN-20-...	20	10*, 25*, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300	10 a 300
DSN-25-...	25	10*, 25*, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300, 400, 500	10 a 500

\* Sin amortiguación de final de carrera

#### Fijaciones adicionales

Brida (1 Soporte) Tipo FBN-8/10 Oscilante Tipo WBN-8/10  
FBN-12/16 WBN-12/16  
FBN-20/25 WBN-20/25

Por pies (1 Soporte) Tipo HBN-8/10-1 Oscilante con bulón Tipo LBN-8/10  
HBN-12/16-1 LBN-12/16  
HBN-20/25-1 LBN-20/25

Por pies (2 Soportes + 1 Tuerca) Tipo HBN-8/10-2  
HBN-12/16-2  
HBN-20/25-2

Cilindros normalizados según ISO 6431, DIN 24 335 (VDMA)  
Recomendación CETOP RP43P, RP53P

Tipo DN-...

Sin amortiguación de final de carrera



Tipo DN-...-PPV  
Con regulación regulable en ambos sentidos.



∅ 32 a 100 mm

∅ 125 a 320 mm ∅

para ∅ 250 y 320 mm:  
Camisa de plástico con fibra de vidrio (camisa de acero, ejecuciones especiales)

Ejecuciones especiales S2, S3, S5, S6, S7, S8  
para ∅ 250 y 320 mm: S7 no es posible, S5, S6 sólo para camisa de acero

Presión de trabajo máxima 12 bar (de 32 a 100 mm ∅)  
10 bar (de 125 a 320 mm ∅)

Temperaturas máximas de -20 a +80 °C

Tipo	DN-...
∅ Embolo	32, 40, 50, 63, 80, 100 mm
Carreras estandar	25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300, 400, 500 mm
Carreras min.-máx.	de 1 a 2000 mm
∅ Embolo	125, 160, 200 mm
Carreras min.-máx.	de 1 a 2000 mm
	250, 320 mm
	de 10 a 1100 mm

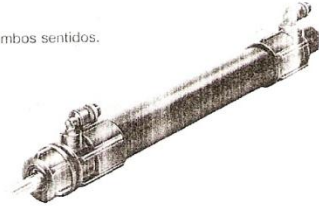
#### Fijaciones adicionales

Brida (con tornillos de fijación)  
Por pies (2 Soportes con tornillos de fijación)  
Oscilante  
(con bulón y tornillos de fijación)  
Caballote  
Caballote articulado

Tipo FN-...  
Tipo HN-...  
  
Tipo SN-...  
Tipo LN-...  
Tipo LSN-...

Tipo DSNK-...-P

Amortiguación elástica en ambos sentidos.



Esta serie de cilindros corresponde en sus dimensiones de fijación con las Normas ISO 6432 y CETOP RP 52 P. Las roscas no, puesto que llevan el rotor incorporado.

Los cilindros y fijaciones están realizados en material sintético.

Presión de trabajo máx. 10 bar.  
Temperaturas máximas de -10 a +60 °C

Tipo	Embolo ∅ mm	Carrera en mm	
		Estandar	min.-máx.
DSNK-...	25	40, 80, 125, 200	de 30 a 200

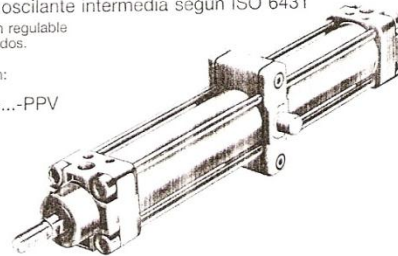
#### Fijaciones adicionales.

Por pies Tipo HBNK-20/25-F (1 pie fijo)  
HBNK-20/25-L (1 pie libre)  
Por brida Tipo FBNK-20/25 (1 pieza)  
Caballote oscilante Tipo LBNK-20/25

Serie de cilindros con fijación oscilante intermedia según ISO 6431 y amortiguación regulable en ambos sentidos.

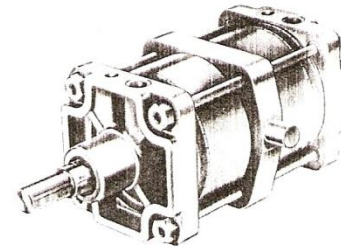
∅ 32 a 100 mm:

Tipo DNNZ-...-PPV



∅ 125 a 320 mm:

Tipo DNZ-...-PPV



Ejecuciones especiales S3, S5, S6, S7, S8

para ∅ 250 y 320 mm:  
Camisa de plástico con fibra de vidrio  
S7 no es posible  
S5 y S6 sólo para camisa de acero

Presión de trabajo máxima 12 bar (∅ de 32 a 100 mm)  
10 bar (∅ de 125 a 320 mm)  
Temperaturas máximas de -20 a +80 °C

Tipo	DNNZ-...-PPV
∅ Embolo	32, 40, 50, 63, 80, 100 mm
Carrera min.-máx.	de 1 a 2000 mm
Tipo	DNZ-...-PPV
∅ Embolo	125, 160, 200 mm
Carrera min.-máx.	de 1 a 2000 mm
	250, 320 mm
	de 10 a 1100 mm

Fijaciones adicionales  
Soporte Tipo LNZ-... (2 Piezas)

## ANEXO B

### Cilindros Neumáticos FESTO PNEUMATIC Programa de Fabricación

Cilindros de doble efecto

**FESTO**  
PNEUMATIC

*Cilindros standard*

Ø Embolo mm	Tipo	Amortiguación posición final	Presión máx. de funcionamiento bar	Fuerza de empuje a 6 bar N	Fuerza de retorno mín. a 6 bar N	Conexiones	Roscas de vástago	Carreras standard mm											Carreras suministrables mm				
								10	25	40	50	70	80	100	140	160	200	300					
6	DG		8	15	11	M5	-																de 1 a 80
12	ADV		8	64	52	M5	M5																
	DFK	P	8	68	60	NW 4	M6																
	DGS	P	10	55	38	M5	M6																de 1 a 200
16	DFK	P	8	120	103	NW 4	M6																
	DGS	P	10	104	87	G 1/8	M8																de 1 a 400
20	ADV		8	175	128	G 1/8	M5 Interior																
	DFK	P	8	189	159	NW 4	M8																
	DGS	P/PPV	10	165	139	G 1/8	M8																de 1 a 500
25	DGS	PPV	10	250	200	G 3/8	M10																de 1 a 500
32	ADV		8	460	390	G 1/8	M6 Interior																
	DSW	P	10	450	360	G 1/8	M10																de 1 a 500
	DGW	P	12	420	330	G 1/8	M10																de 1 a 300
35	DC	PPV	12	530	460	G 1/4	M10/M16**																de 1 a 2000
40	DSW	P	10	720	630	G 1/4	M12																de 1 a 500
	DGW	P	12	680	560	G 1/4	M12																de 1 a 300
	DGS	PPV	12	710	590	G 1/4	M16																de 1 a 2000
50	ADV		8	1100	980	G 1/8	M8 Interior																
	DSW	P	10	1050	910	G 1/4	M16																de 1 a 500
	DGW	P	12	1100	910	G 1/4	M16																de 1 a 300
	DC	PPV	12	1130	1060	G 1/4	M10/M20**																de 1 a 2000
63	ADV		8	1760	1640	G 1/8	M8 Interior																
	DSW	P	10	1800	1650	G 3/8	M16																de 1 a 500
	DGW	P	12	1750	1560	G 3/8	M16																de 1 a 300
70	DC	PPV	12	2200	2080	G 1/4	M12/M20**																de 1 a 2000
80	ADV		8	2970	2780	G 1/4	M10 Interior																
100	ADV		8	4630	4350	G 1/4	M12 Interior																
	DC	PPV	12	4300	4070	G 3/8	M16/M24**																de 1 a 2000

*Cilindros normalizados según normas DIN ISO y CETOP*

Ø Embolo mm	Tipo	Amortiguación posición final	Presión máx. de funcionamiento bar	Fuerza de empuje a 6 bar N	Fuerza de retorno mín. a 6 bar N	Conexiones	Roscas de vástago	Carreras standard mm											Carreras suministrables mm				
								10	25	40	50	80	100	125	160	200	250	300					
8	DSN	P	10	24	16	M5	M4																de 1 a 100
10	DSN	P	10	40	32	M5	M4																de 1 a 100
12	DSN	P	10	55	38	M5	M6																de 1 a 200
16	DSN	P/PPV	10	104	87	M5	M6																de 1 a 200
20	DSN	P/PPV	10	170	140	G 1/8	M8																de 1 a 300
25	DSN	P/PPV	10	267	220	G 1/8	M10x1,25																de 1 a 500
	DSNK	P	10	261	208	NW 3	M10x1,25																de 30 a 200
32	DN	PPV	12	450	380	G 1/8	M10x1,25																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	450	380	G 1/8																	de 1 a 2000
40	DN	PPV	12	710	590	G 1/4	M12x1,25																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	710	590	G 1/4																	de 1 a 2000
50	DN	PPV	12	1130	940	G 1/4	M16x1,5																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	1130	940	G 1/4																	de 1 a 2000
63	DN	PPV	12	1800	1610	G 3/8	M16x1,5																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	1800	1610	G 3/8																	de 1 a 2000
80	DN	PPV	12	2900	2610	G 3/8	M20x1,5																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	2900	2610	G 3/8																	de 1 a 2000
100	DN	PPV	12	4550	4260	G 1/2	M20x1,5																de 1 a 2000
	DNNZ	PPV	12	4550	4260	G 1/2																	de 1 a 2000
125	DN	PPV	10	7360*	6880*	G 1/2	M27x2																de 1 a 2000
	DNZ	PPV	10	7360*	6880*	G 1/2																	de 1 a 2000
160	DN	PPV	10	12060*	11110*	G 3/4	M36x2																de 1 a 2000
	DNZ	PPV	10	12060*	11110*	G 3/4																	de 1 a 2000
200	DN	PPV	10	18840*	17890*	G 3/4	M36x2																de 1 a 2000
	DNZ	PPV	10	18840*	17890*	G 3/4																	de 1 a 2000
250	DN	PPV	10	29450*	28280*	G 1	M42x2																de 10 a 1100
	DNZ	PPV	10	29450*	28280*	G 1																	de 10 a 1100
320	DN	PPV	10	48250*	46380*	G 1	M48x2																de 10 a 1100
	DNZ	PPV	10	48250*	46380*	G 1																	de 10 a 1100

Ejecuciones suministrables

\* Valores teóricos  
\*\* Con vástago normalizado

P = Anillos de amortiguación elásticos en las posiciones finales  
PPV = opcionalmente suministrables con amortiguación de la posición final por ambos lados ó sin ella (Tipo DNNZ y DNZ solo suministrable con amortiguación de posición final)

## ANEXO C

### Válvulas Neumáticas FESTO PNEUMATIC Programa de Fabricación

#### Válvulas de accionamiento manual

**FESTO**  
PNEUMATIC

Válvulas 3/2 vías de accionamiento directo  
Accionamiento por corredera  
Tipo W-...



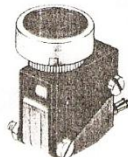
Adecuada para vacío [Vacío por 1 (P)]

Referencia	4451	2339	2340	2341	2342	4052
Nº Artículo/Tipo	W-3-M-5	W-3-1/8	W-3-1/4	W-3-3/8	W-3-1/2	W-3-3/4
Acoplamientos	M 5	G 1/8	G 1/4	G 3/8	G 1/2	G 3/4
Presión funcionamiento	de 0 a 10 bar (W-3-M 5: de 0 a 8 bar)					
∅ de paso equivalente	2,5	3	7	9	12	18
Caudal nominal	120	180	1000	1400	2000	4000
Fuerza de accionamiento	10	10	20	22	40	40

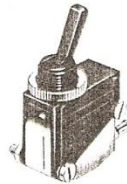
Micro-válvula básica  
Tipo S-3-PK-3-B SO-3-PK-3-B



Cabezales de accionamiento  
Pulsador Tipo AT-06-B



Interruptor Tipo AH-06-B



Adecuada para vacío [Vacío por 1 (P)]

Referencia	7843	10403	10398	10399
Nº Artículo/Tipo	S-3-PK-3-B	SO-3-PK-3-B	AT-06-B	AH-06-B
Acoplamientos	Boquillas para tubo ∅ interior 3 mm			
Presión funcionamiento	de -0,95 a +8 bar			
∅ de paso equivalente	0,8 mm	2,3 mm		
Caudal nominal	60 l/min			
Fuerza accionamiento	6 N			

Pulsador  
Tipo K-3-M 5

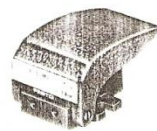


Palanca  
Tipo TH-3-M 5

Adecuadas para vacío [Vacío por 1 (P)]



Pedal-Manual  
Tipo F-3-M 5



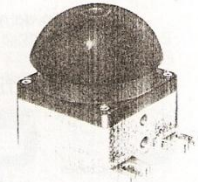
Accesorios:  
Ecuadra Referencia 9634 HV-M 5

Componentes:  
1 Ecuadra, 2 Tornillos M 4 x 20 DIN 912,  
2 Tuercas y arandelas dentadas

Referencia	3660	6758	4452
Nº Artículo/Tipo	K-3-M 5	TH-3-M 5	F-3-M 5
Acoplamientos	M 5		
Presión funcionamiento	de -0,95 a +8 bar		
∅ de paso equivalente	2 mm		
Caudal nominal	80 l/min		
Fuerza accionamiento	23 N	8 N	7 N

1 N = 0,1 kp

Pulsador-hongo  
Tipo PV-3-1/8



Adecuado para vacío [Vacío por 1 (P)]

Referencia	3648
Nº Artículo/Tipo	PV-3-1/8
Acoplamientos	G 1/8
Presión funcionamiento	-0,95 a +8 bar
∅ de paso equivalente	2 mm
Caudal nominal	80 l/min
Fuerza accionamiento	35 N

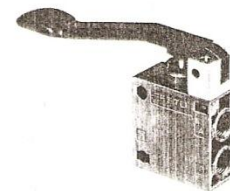
Palanca  
Tipo TH-3-1/4-B



THO-3-1/4-B



Palanca con enclavamiento  
Tipo H-3-1/4-B



Estas válvulas pueden ser utilizadas como válvulas 2/2 tapando el orificio de escape 3 (P).

Referencia  
8983 TH-3-1/4-B + 3569 B-1/4  
8990 THO-3-1/4-B + 3569 B-1/4  
8987 H-3-1/4-B + 3569 B-1/4

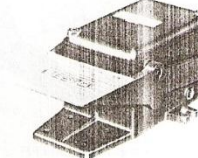
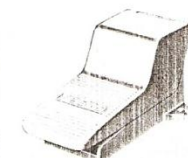
Pedal  
Tipo F-3-1/4-B



FO-3-1/4-B



Pedal con enclavamiento  
Tipo FP-3-1/4-B



Adecuada para vacío [Vacío por 1 (P)]

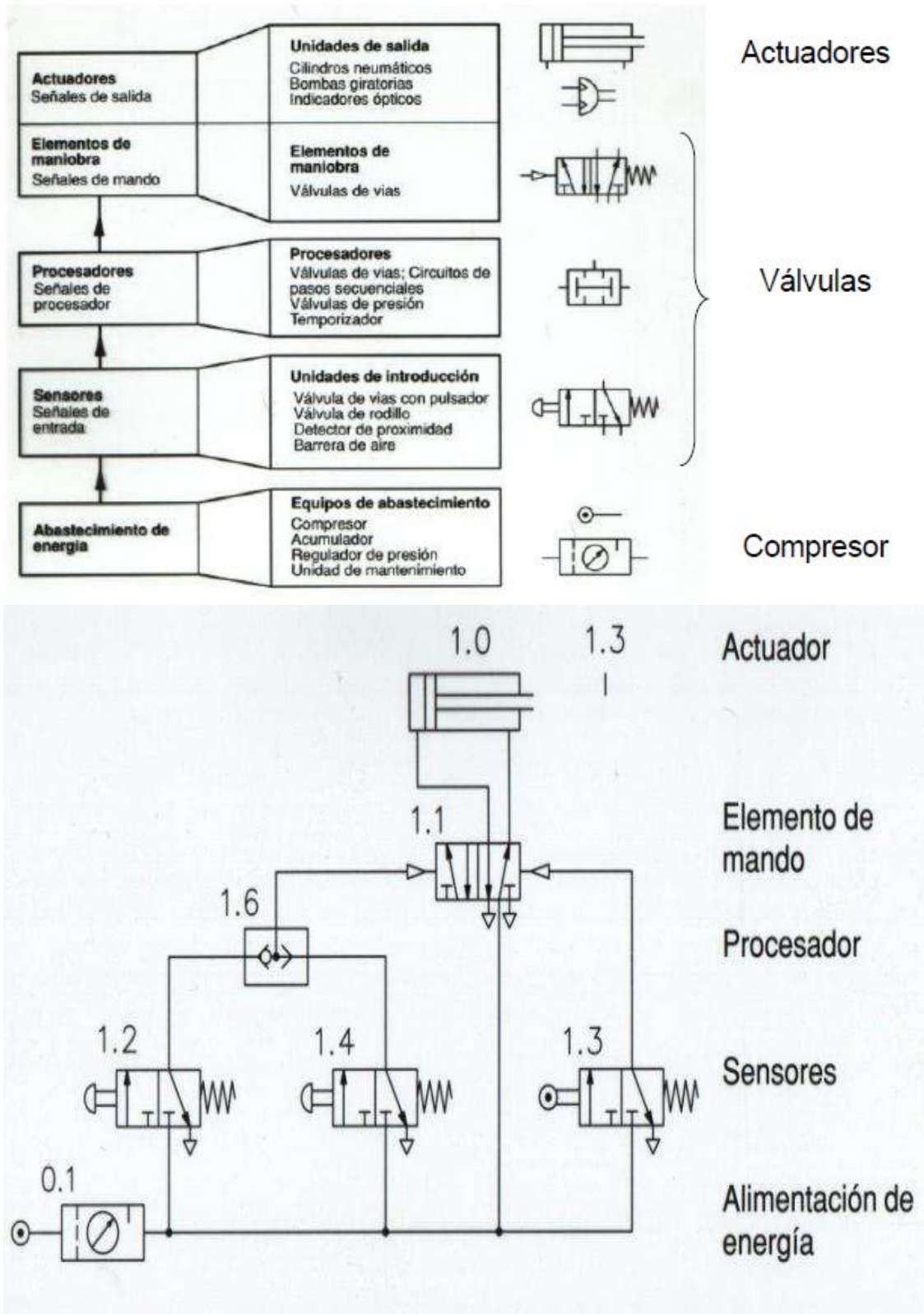
Protección  
Referencia 4500 FH

Protección  
Referencia 2071 FPH-121

Referencia	8983	8990	8987	8984	8988	8986
Nº Articulo/Tipo	TH-3-1/4-B	THO-3-1/4-B	H-3-1/4-B	F-3-1/4-B	FO-3-1/4-B	FP-3-1/4-B
Acoplamientos	G 1/4					
Presión funcionamiento	de -0,95 a +10 bar					
∅ de paso equivalente	7 mm					
Caudal nominal	600 l/min					
Fuerza de accionamiento	6,7	17	5,5	26	37	45

## ANEXO D

### Estructura de un circuito neumático y funcionamiento



## ANEXO E

### Denominaciones y relaciones en el dentado del sistema de módulo

Engranajes cilíndricos	DENOMINACIONES Y RELACIONES EN EL DENTADO DEL SISTEMA DE MÓDULO	TABLA 18 . 9
<b>Especificación</b>		
<p>C Distancia entre centros</p> <p><math>c_p</math> Circunferencia primitiva</p> <p>d Diámetro primitivo</p> <p><math>d_e</math> Diámetro exterior</p> <p><math>d_b</math> Diámetro base</p> <p><math>d_f</math> Diámetro de fondo</p> <p>O Punto principal</p> <p><math>l_a</math> Línea de acción</p> <p><math>\alpha</math> Ángulo de presión</p> <p>p Paso circular</p> <p><math>p_b</math> Paso base</p> <p>Subíndice 1, piñón; subíndice 2, rueda</p>	<p>m Módulo</p> <p>a Addendum (cabeza del diente)</p> <p>b Dedendum (pie del diente)</p> <p>c Espacio libre</p> <p>h Profundidad del diente</p> <p>e Espesor circular del diente</p> <p>e Espesor cordal del diente</p> <p><math>e_b</math> Espesor-base</p> <p>j Juego entre dientes</p> <p>B Longitud del diente</p> <p>z Número de dientes</p>	
Distancia entre centros	$C = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	
Diámetro primitivo	$d = m \cdot z$ ( $d_1 = m \cdot z_1$ ; $d_2 = m \cdot z_2$ )	
Módulo	$m = \frac{d}{z}$ ( $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$ )	
Addendum (cabeza del diente)	$a = 1 \cdot m$ ( $a = 0,75 \cdot m$ , en diente corto)	
Dedendum (pie del diente)	$b = 1,25 \cdot m$ ( $b = 1 \cdot m$ , en diente corto)	
Espacio libre del fondo	$c = 0,25 \cdot m$ ( $c = 0,25 \cdot m$ , en diente corto)	
Profundidad del diente	$h = 2,25 \cdot m$ ( $h = 1,75 \cdot m$ , en diente corto)	
Paso circular del diente	$p = \pi \cdot m = \frac{\pi \cdot d}{z}$	
Espesor del diente	$e = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{p}{2}$	
Número de dientes	$z = \frac{d}{m}$ ( $z_1 = \frac{d_1}{m}$ ; $z_2 = \frac{d_2}{m}$ )	
Diámetro exterior	$d_e = m \cdot (z + 2) = d + 2 \cdot m$	
Diámetro base	$d_b = d \cos \alpha = m \cdot z \cdot \cos \alpha$	
Paso base	$p_b = \frac{\pi \cdot d_b}{z} = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	
Diámetro del fondo	$d_f = m \cdot (z - 2,5) = d - 2,5 \cdot m$	
Longitud del diente	$B = 8$ a $10 \cdot m$ . Según cálculo del diente, B puede llegar a $15 \cdot m$ , y más	

Engranajes cilíndricos	DIMENSIONES DE LOS DIENTES DE MÓDULO NORMALES						TABLA 19 . 9	
Módulo	Dimensiones en milímetros							Diámetro Pitch
	a	b	c	p	h	e	$p_b$	
0,3	0,30	0,37	0,7	0,942	0,67	0,471	0,896	84,66
0,5	0,50	0,62	0,12	1,571	1,12	0,785	1,476	50,80
0,8	0,80	1,00	0,20	2,513	1,80	1,256	2,362	31,75
1	1,00	1,25	0,25	3,142	2,25	1,571	2,952	25,40
1,5	1,50	1,87	0,37	4,712	3,37	2,356	4,428	16,93
2	2,00	2,50	0,50	6,283	4,50	3,141	5,904	12,70
2,5	2,50	3,12	0,62	7,854	5,62	3,927	7,380	10,16
3	3,00	3,75	0,75	9,425	6,76	4,712	8,856	8,46
4	4,00	5,00	1,00	12,566	9,00	6,283	11,809	6,35
5	5,00	6,25	1,25	15,708	11,25	7,854	14,761	5,08
6	6,00	7,50	1,50	18,850	13,50	9,425	17,713	4,23
7	7,00	8,75	1,75	21,991	15,75	10,996	20,665	3,62
8	8,00	10,00	2,00	25,133	18,00	12,566	23,617	3,17
9	9,00	11,25	2,25	28,274	20,25	14,137	26,569	2,82
10	10,00	12,50	2,50	31,416	22,50	15,708	29,521	2,54
11	11,00	13,75	2,75	34,558	24,75	17,279	32,473	2,31
12	12,00	15,00	3,00	37,699	27,00	18,849	35,426	2,11
13	13,00	16,25	3,25	40,841	29,25	20,420	38,378	1,95
14	14,00	17,50	3,50	43,982	31,50	21,991	41,330	1,81
15	15,00	18,75	3,75	47,124	33,75	23,562	44,282	1,69
16	16,00	20,00	4,00	50,265	36,00	25,132	47,234	1,58
18	18,00	22,50	4,50	56,549	40,50	28,274	53,138	1,41
20	20,00	25,00	5,00	62,832	45,00	31,416	59,043	1,27
22	22,00	27,50	5,50	69,115	49,50	34,557	64,947	1,15
24	24,00	30,00	6,00	75,398	54,00	37,699	70,851	1,05
27	27,00	33,75	6,75	84,823	60,75	42,411	79,708	0,94
30	30,00	37,50	7,50	94,248	67,50	47,124	88,564	0,84
33	33,00	41,25	8,25	103,673	74,25	51,836	97,420	0,77
36	36,00	45,00	9,00	113,097	81,00	56,548	106,277	0,70
39	39,00	48,75	9,75	122,522	87,75	61,261	115,133	0,65
42	42,00	52,50	10,50	131,947	94,50	65,973	123,990	0,60
45	45,00	56,25	11,25	141,372	101,25	70,686	132,846	0,56
50	50,00	62,50	12,50	157,080	112,50	78,540	147,807	0,51



## ANEXO F

### Sistemas de dientes AGMA y estándares ANSI para engranes rectos

046

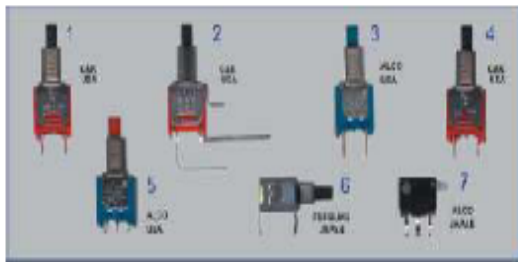
**Tabla 18-1 SISTEMAS DE DIENTES AGMA Y ESTÁNDARES ANSI  
PARA ENGRANES RECTOS**

Concepto	Paso burdo* (hasta 20 <i>P</i> ) altura completa		Paso fino (20 <i>P</i> o mayor) altura completa
	20°	25°	20°
Ángulo de presión $\phi$	20°	25°	20°
Adendo <i>a</i>	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$
Dedendo <i>b</i>	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.200}{P} + 0.002 \text{ pulg}$
Altura de trabajo $h_A$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$
Altura total $h_t$ (mín)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002 \text{ pulg}$
Grosor del diente (circular) <i>t</i>	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$
Radio de entalle en la cremallera básica $r_f$	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado
Holgura básica <i>e</i> (mín)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002 \text{ pulg}$
Holgura (dientes cepillados o esmerilados) <i>e</i>	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002 \text{ pulg}$
Número mínimo de dientes del piñón	18	12	18
Número mínimo de dientes por par	36	24	
Ancho mínimo del tope de diente $t_0$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado

\* Pero sin incluir 20*P*.

## ANEXO G

### Tipos de Pulsadores



Pulsadores Subminiatura para CI

Fig.	Código	Tipo	Operación	Pines	Rateo	Precios en \$	
						1 - 8	10 +
1	TP11L	SPST#	AM-NO	2	1A120Vac	0.54	0.49
2	TP11	SPST	AM-NO	2	1A120Vac	0.54	0.49
3	TPC11C	SPST	AM-NO	2	0.4VA	0.63	0.57
4	3W3030	SPST	AM-NO	2	0.4VA	0.46	0.41
5	TPC11F	SPDT	AM	3	0.4VA	0.73	0.66
6	APE1F	SPDT	AM	3	50mA48V	0.74	0.67
7	133808	SPDT	AM	3	50mA48V	0.38	0.34

\* SMDL; # Lateral; □ P/C y Panel



Pulsadores para Puertas y Alarmas

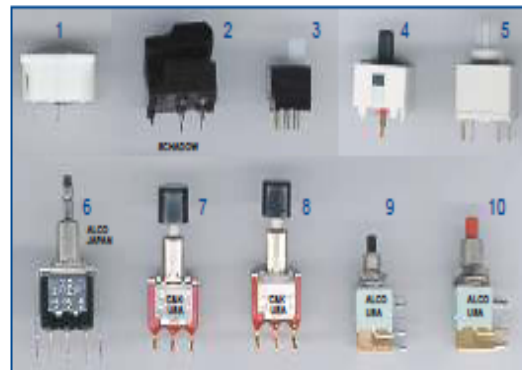
Fig.	Código	Tipo	Operación	Pines	Rateo	Precios en \$	
						1 - 8	10 +
1	448	SPST	AM-NO	2	1A125Vac	0.49	0.44
2	8648	SPST	AM-NC	2	0.75A125Vac	0.46	0.41
3	80-2P	SPST	AM-NC	2	5A125Vac	0.62	0.56
4	E88	DPDT	AM	6	10A250Vac	0.84	0.76



Pulsadores Miniatura para Panel

Fig.	Código	Tipo	Operación	Pines	Rateo	Precios en \$	
						1 - 8	10 +
1	8W101	SPST	AM-NO	2	1A 125Vac	0.26	0.23
2	8W118	SPST	AM-NC	2	1A 125Vac	0.26	0.23
3	88328	SPST	AM-NO	2	1A 125Vac	0.27	0.24
4	8A26	SPST	AA	2	3A125Vac	0.70	0.63
5	K820888	SPDT#	AM	3	0.4VA	0.86	0.77
6	MFA108D	SPDT	AA	3	5A125Vac	1.29	1.16
7	MPO108F	SPDT	AM	3	6A125Vac	1.29	1.16

\* También P/C; # Lateral



Pulsadores Miniatura para CI

Fig.	Código	Tipo	Operación	Pines	Rateo	Precios en \$	
						1 - 8	10 +
1	288	SPST*	AM-NO	2		0.24	0.22
2	200718	SPSTY2#	AM-NO-NC	4		1.44	1.30
3	JP	DPDT	AE	6		0.36	0.32
4	18-1044	SPST	AM-NO	2		0.20	0.18
5	TFD	SPST	AM-NO	2		0.26	0.23
6	MP8103F	SPDT	AM	3	3A125Vac	0.86	0.77
7	8121	SPDT □	AM	3	1A125Vac	0.71	0.64
8	8126	SPDT □	AM	3	0.4VA	0.83	0.75
9	TPC21	DPDT □ □	AM	6	0.4VA	0.86	0.77
10	TPF21	DPDT □ □	AM	6	0.4VA	0.86	0.77

□ También P/ Panel; \*Tipo Tecla; □ Lateral; # P/ Intercomunicadores



Pulsadores con Luz

Fig.	Código SM	Tipo	Operación	Bombillos		Precios en \$	
				Color	Voltaje do	1 - 8	10 +
1	11271826	2XSPST	AE-NO-NO	Amarilla	60V max	1.85	1.67
2	8W28	DPDT#	AE	Roja	18V	1.14	1.02
3	1820MA	SPDT □	AM	Blanca	6V	2.00	1.80

\* 5A250VAC; # 6A125VDC; □ 2A125VAC.



Pulsadores Tipo TV con Enclavamiento

Fig.	Código	Tipo	Operación	Pines	Rateo	Precios en \$	
						1 - 8	10 +
1	8W30	SPST	AE	2	8A125Vac	0.97	0.87
2	TV9	SPDT	AE	3	3A250Vac	0.97	0.87
3	8DL1P	SPST	AE	2	5A250Vac	1.00	0.90
4	8WA12	SPDT	AE	3	10A250Vac	1.11	1.00
5	WDCA04	DPST	AE	4	8A250Vac		
6	WDCA06-2	DPDT	AE	6	5A125Vac		

## ANEXO H

### Valores de duración nominal en horas de servicio

Guía para los valores de la duración L<sub>10h</sub> para diferentes clases de máquinas.

Clase de máquina	L <sub>10h</sub> horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabezillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrífugas y separadoras	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria propulsora para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria para la fabricación de papel y pasta de papel, maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	= 100 000

SKF

### Valores de factor de seguridad estático

Aplicaciones donde se dé con seguridad un funcionamiento suave, sin vibraciones	$s_0 = 0.5$
Condiciones de trabajo medias, y situaciones normales de vibración	$s_0 = 1$
Cargas de choque acusadas	$s_0 = 1,5$ a 2
Rigurosas exigencias de funcionamiento silencioso	$s_0 = 2$

# ANEXO I

## Valores C/P para rodamientos de bolas

Tabla 2 Rodamientos de bolas - valores C/P para diferentes duraciones  $L_{10h}$ , expresadas en horas de funcionamiento, a diferentes velocidades  $n$  (r/min)

$L_{10h}$	C/P cuando $n = 10$	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100	-	-	-	-	-	-	-	1,08	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56
500	-	-	-	-	-	-	-	1,88	1,82	1,90	2,12	2,29	2,47
1 000	-	-	1,15	1,08	1,24	1,45	1,56	1,90	2,12	2,29	2,47	2,68	3,11
1 250	-	1,00	1,24	1,45	1,68	1,90	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,33
1 600	-	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
2 000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2 500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
3 200	1,24	1,45	1,69	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
4 000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
5 000	1,45	1,68	1,93	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
6 300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
8 000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
10 000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
12 500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
16 000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
20 000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
25 000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
32 000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
40 000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,5
50 000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,5	11,5
63 000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,5	11,5	12,4
80 000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,5	11,5	12,4	13,4
100 000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,5	11,5	12,4	13,4	14,5
200 000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,5	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,0

## Capacidades de carga para rodamientos rígidos de bolas

### Carga estática equivalente

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Cuando  $P_0 < F_r$ , tomar  $P_0 = F_r$

### Capacidad de carga axial

Si se someten los rodamientos rígidos de bolas a carga axial, ésta no debe exceder ni el valor  $0,5 C_0$  en los rodamientos pequeños y en los de series ligeras, este valor no debe exceder de  $0,25 C_0$ . Si las cargas axiales superan estos valores, consultar primero a SKF.

### Capacidad de carga estática necesaria

La capacidad de carga estática necesaria  $C_0$  de un rodamiento puede determinarse por medio de la ecuación:

$$C_0 = S_0 P_0$$

donde

$C_0$  = capacidad de carga estática, en N

$P_0$  = carga estática equivalente, en N

$S_0$  = factor de seguridad estático

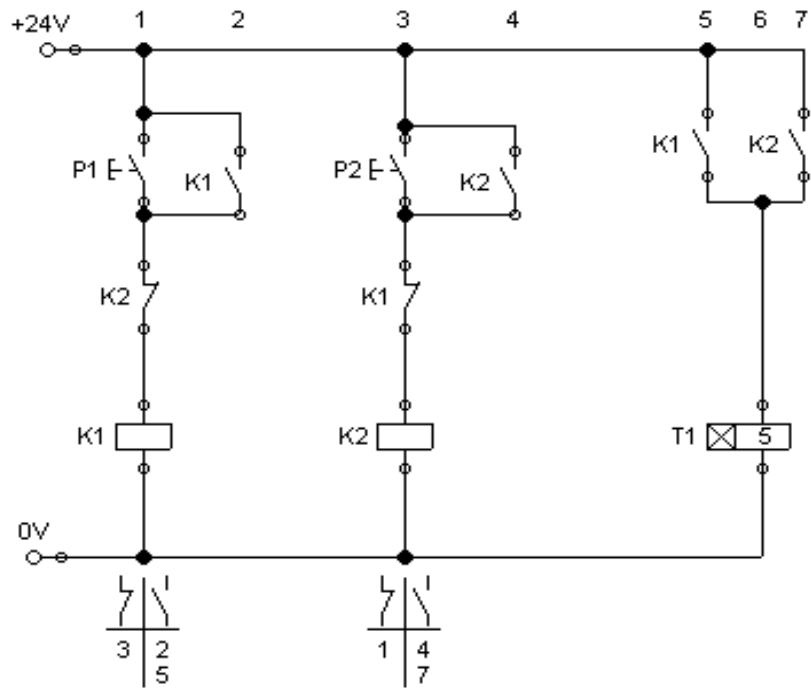
Factores X e Y para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas

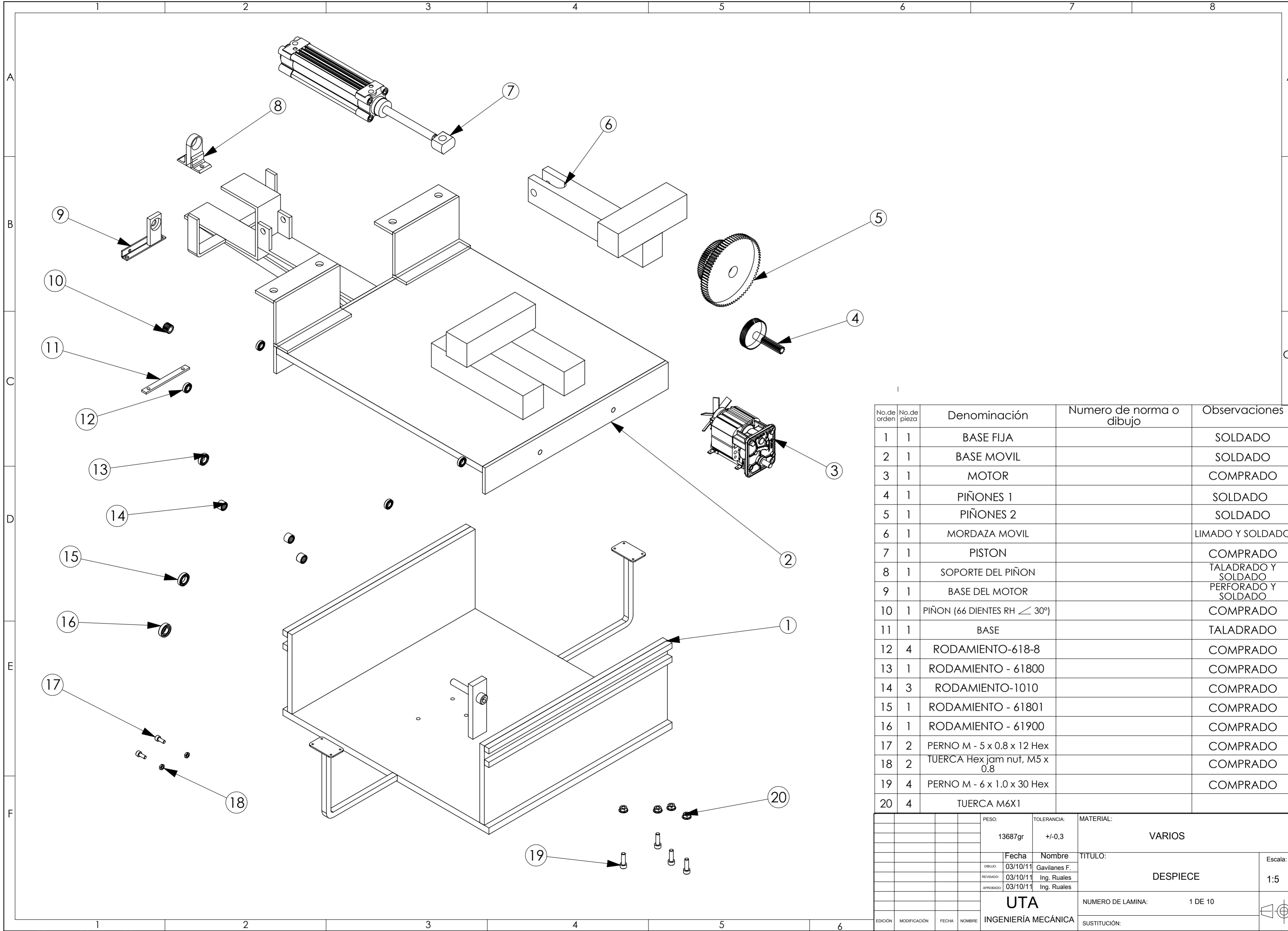
$F_a/C_0$	Juego Normal				Juego C3				Juego C4						
	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$	$F_a/F_r \leq 0,1$	$F_a/F_r > 0,1$			
0,025	0,12	1	0	0,56	2	0,31	1	0	0,46	1,75	0,4	1	0	0,44	1,42
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	0,33	1	0	0,46	1,62	0,42	1	0	0,44	1,38
0,07	0,37	1	0	0,56	1,6	0,35	1	0	0,46	1,48	0,44	1	0	0,44	1,27
0,10	0,5	1	0	0,56	1,5	0,37	1	0	0,46	1,35	0,46	1	0	0,44	1,18
0,15	0,75	1	0	0,56	1,2	0,46	1	0	0,46	1,14	0,53	1	0	0,44	1,05
0,2	1	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	

# ANEXO J

## Esquema Eléctrico

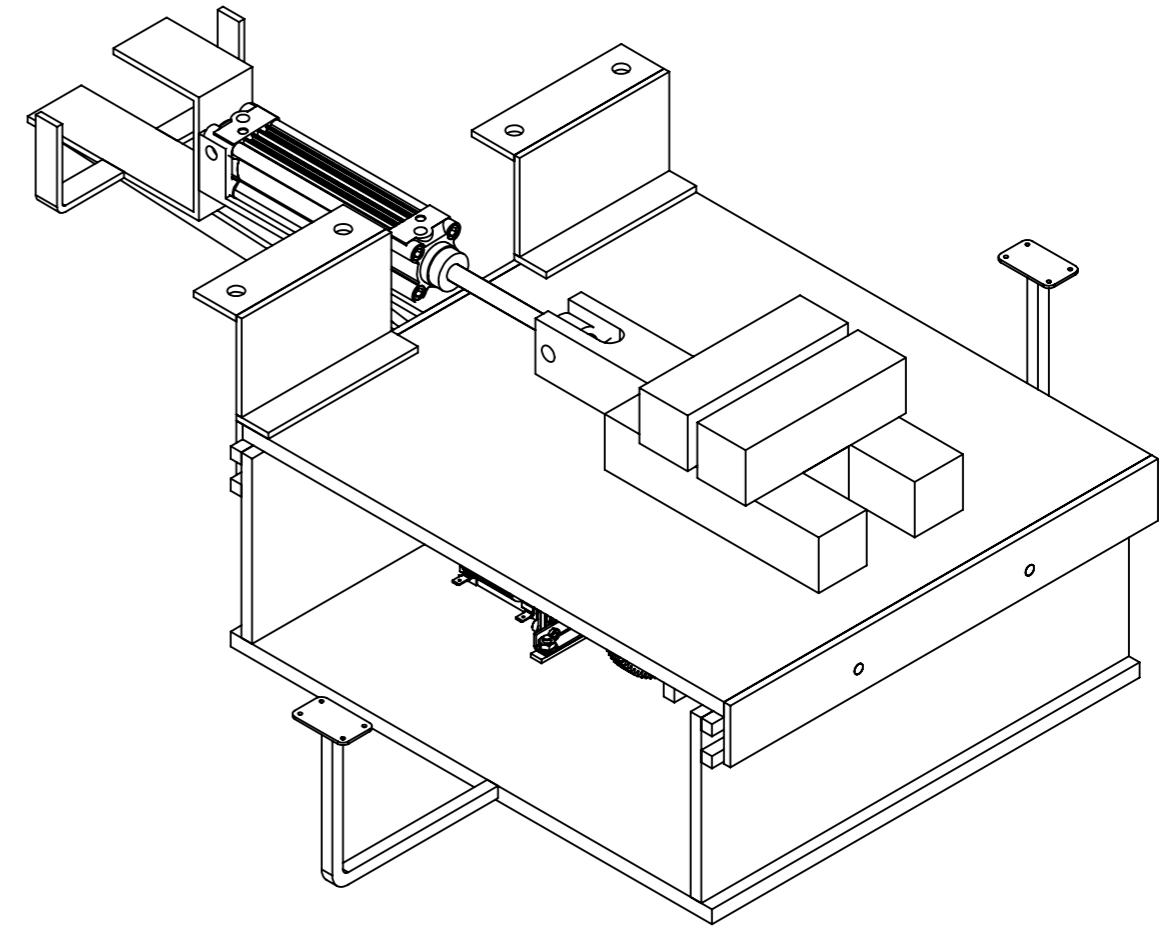
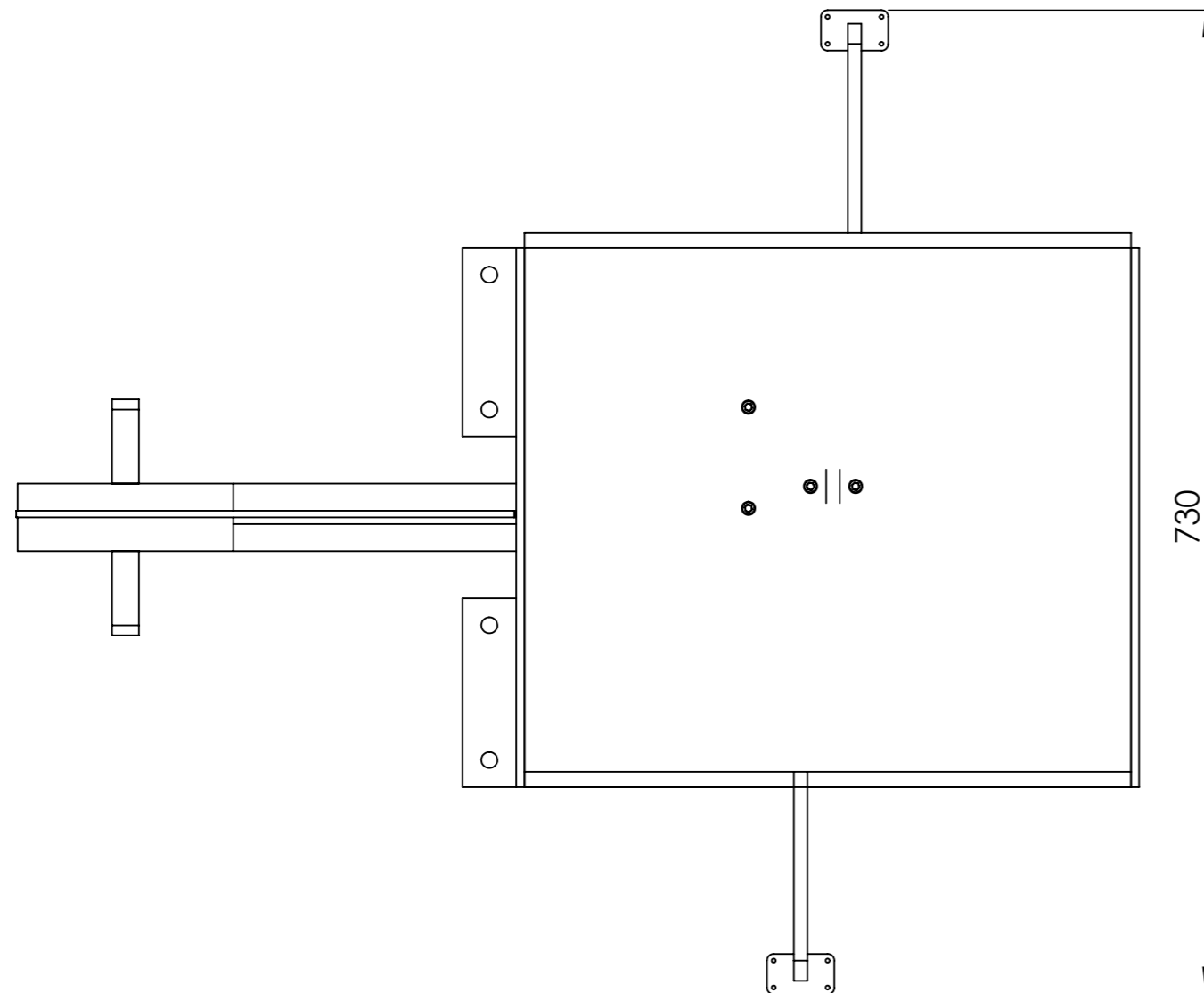
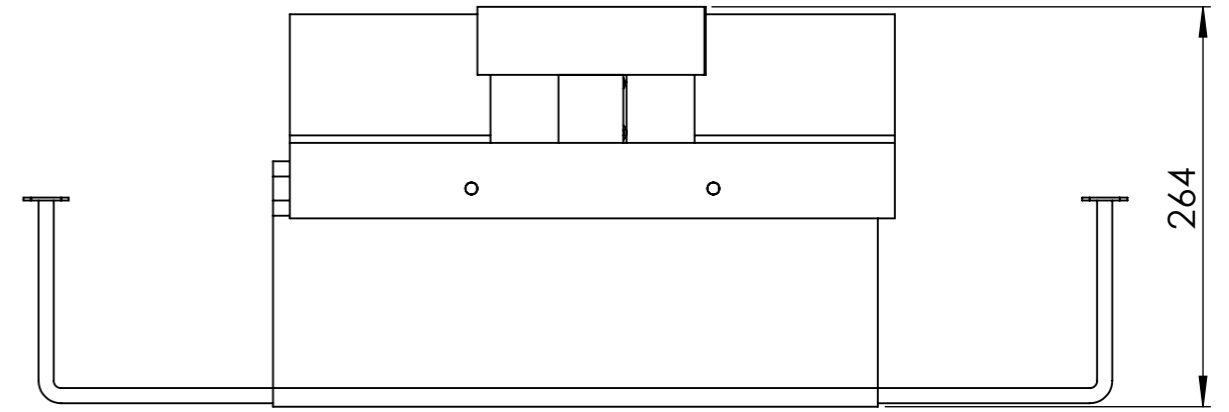
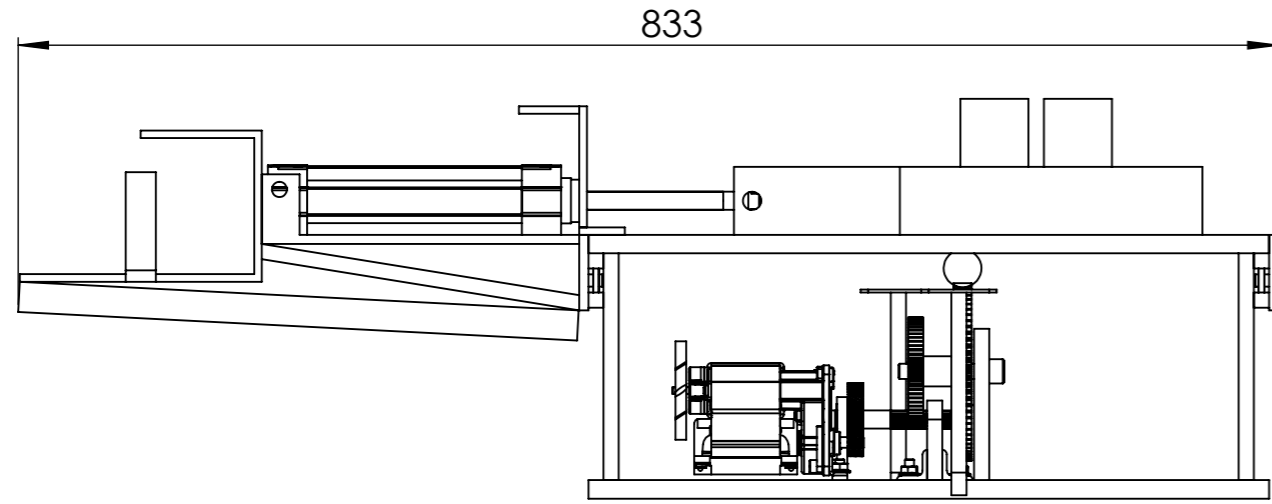
### Diagrama de control





No.de orden	No.de pieza	Denominación	Numero de norma o dibujo	Observaciones
1	1	BASE FIJA		SOLDADO
2	1	BASE MOVIL		SOLDADO
3	1	MOTOR		COMPRADO
4	1	PIÑONES 1		SOLDADO
5	1	PIÑONES 2		SOLDADO
6	1	MORDAZA MOVIL		LIMADO Y SOLDADO
7	1	PISTON		COMPRADO
8	1	SOPORTE DEL PIÑON		TALADRADO Y SOLDADO
9	1	BASE DEL MOTOR		PERFORADO Y SOLDADO
10	1	PIÑON (66 DIENTES RH $\angle 30^\circ$ )		COMPRADO
11	1	BASE		TALADRADO
12	4	RODAMIENTO-618-8		COMPRADO
13	1	RODAMIENTO - 61800		COMPRADO
14	3	RODAMIENTO-1010		COMPRADO
15	1	RODAMIENTO - 61801		COMPRADO
16	1	RODAMIENTO - 61900		COMPRADO
17	2	PERNO M - 5 x 0.8 x 12 Hex		COMPRADO
18	2	TUERCA Hex jam nuf, M5 x 0.8		COMPRADO
19	4	PERNO M - 6 x 1.0 x 30 Hex		COMPRADO
20	4	TUERCA M6X1		

PESO:		TOLERANCIA:		MATERIAL:	
13687gr		+/-0,3		VARIOS	
Fecha		Nombre		TITULO:	
03/10/11		Gavilanes F.		DESPIECE	
REVISADO:		Ing. Ruales		Escala:	
03/10/11		Ing. Ruales		1:5	
APROBADO:		Ing. Ruales		NUMERO DE LAMINA:	
03/10/11		Ing. Ruales		1 DE 10	
<b>UTA</b> INGENIERÍA MECÁNICA				SUSTITUCIÓN:	

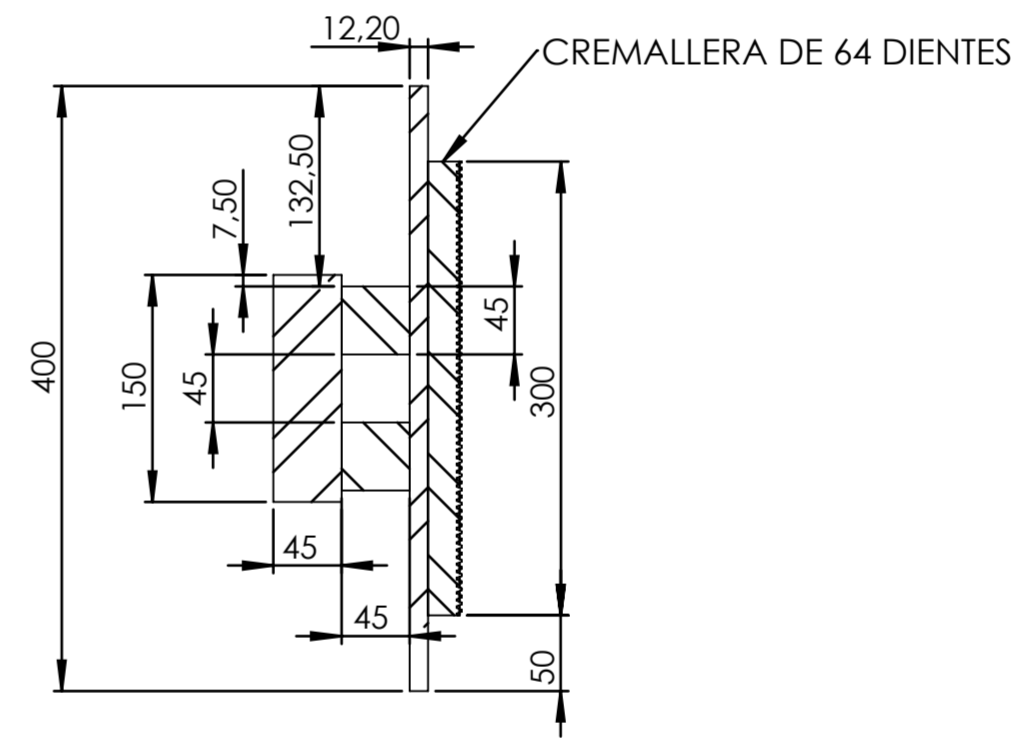
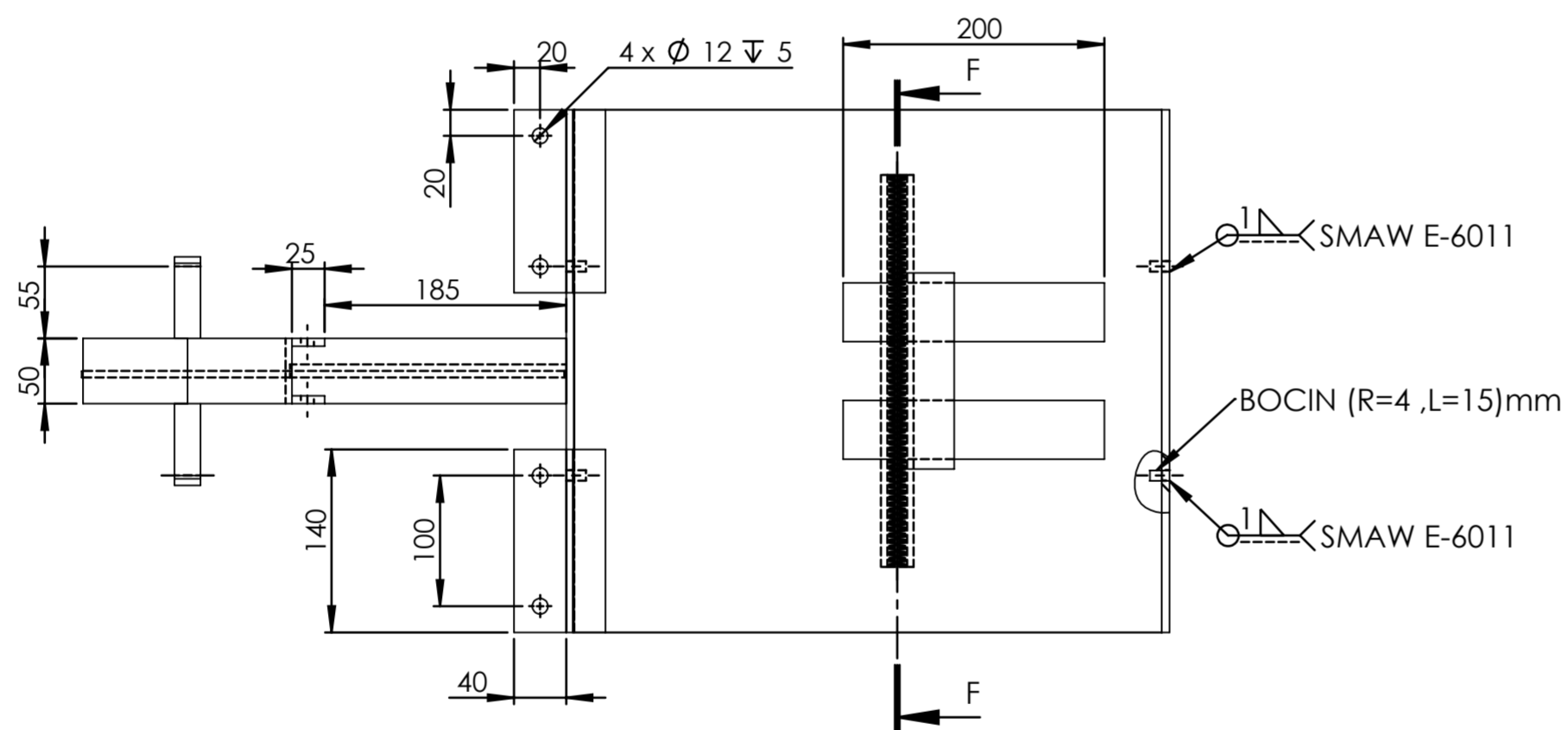
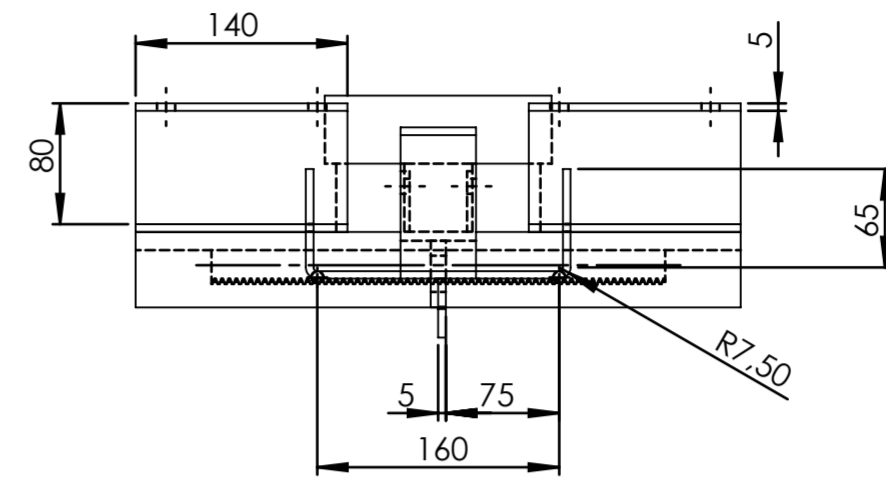
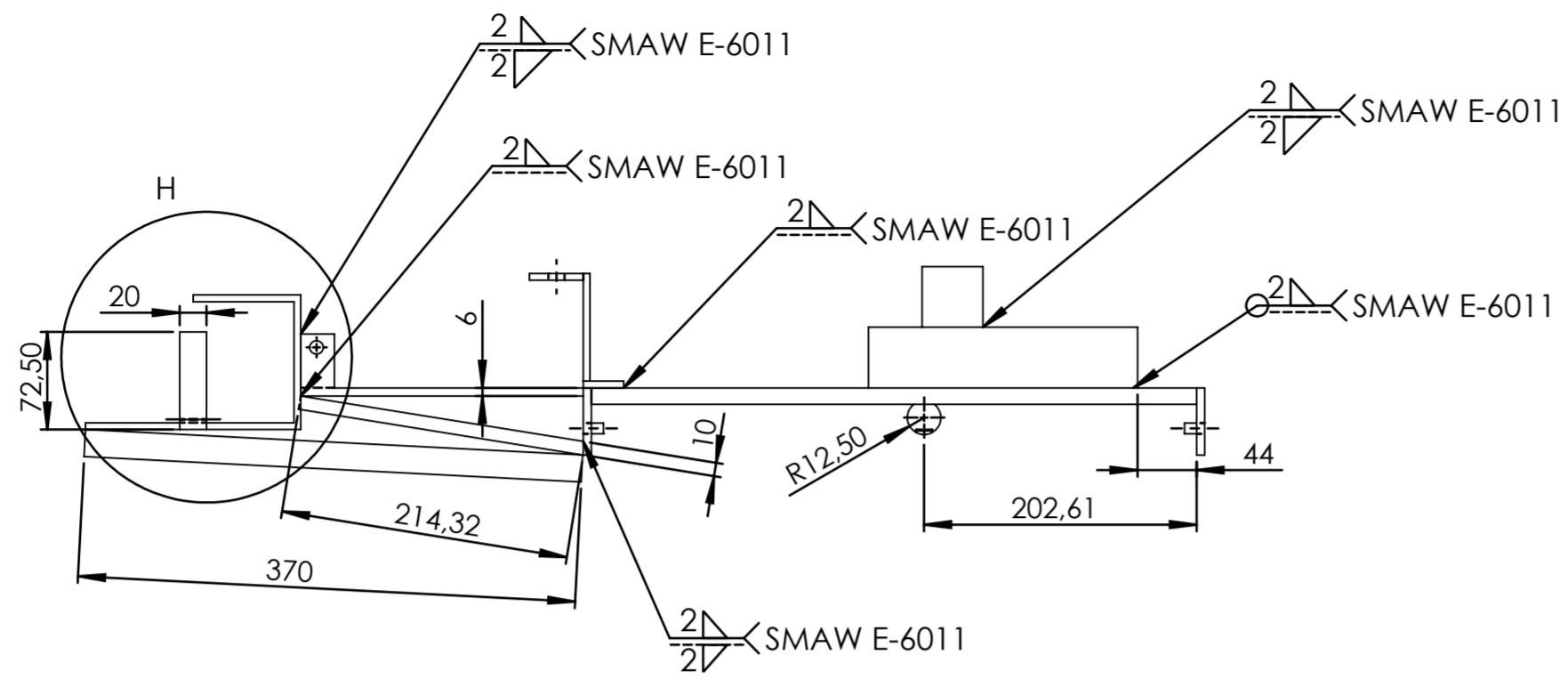


				PESO:	TOLERANCIA:	MATERIAL:	
				54338 gr	+/-0,3	VARIOS	
				Fecha	Nombre	TITULO:	Escala:
				DIBUJO: 03/10/11	Gavilanes F.	CONJUNTO ARMADO	1:5
				REVISADO: 03/10/11	Ing. Ruales		
				APROBADO: 03/10/11	Ing. Ruales		
				<b>UTA</b>		NUMERO DE LAMINA:	2 DE 10
				INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	

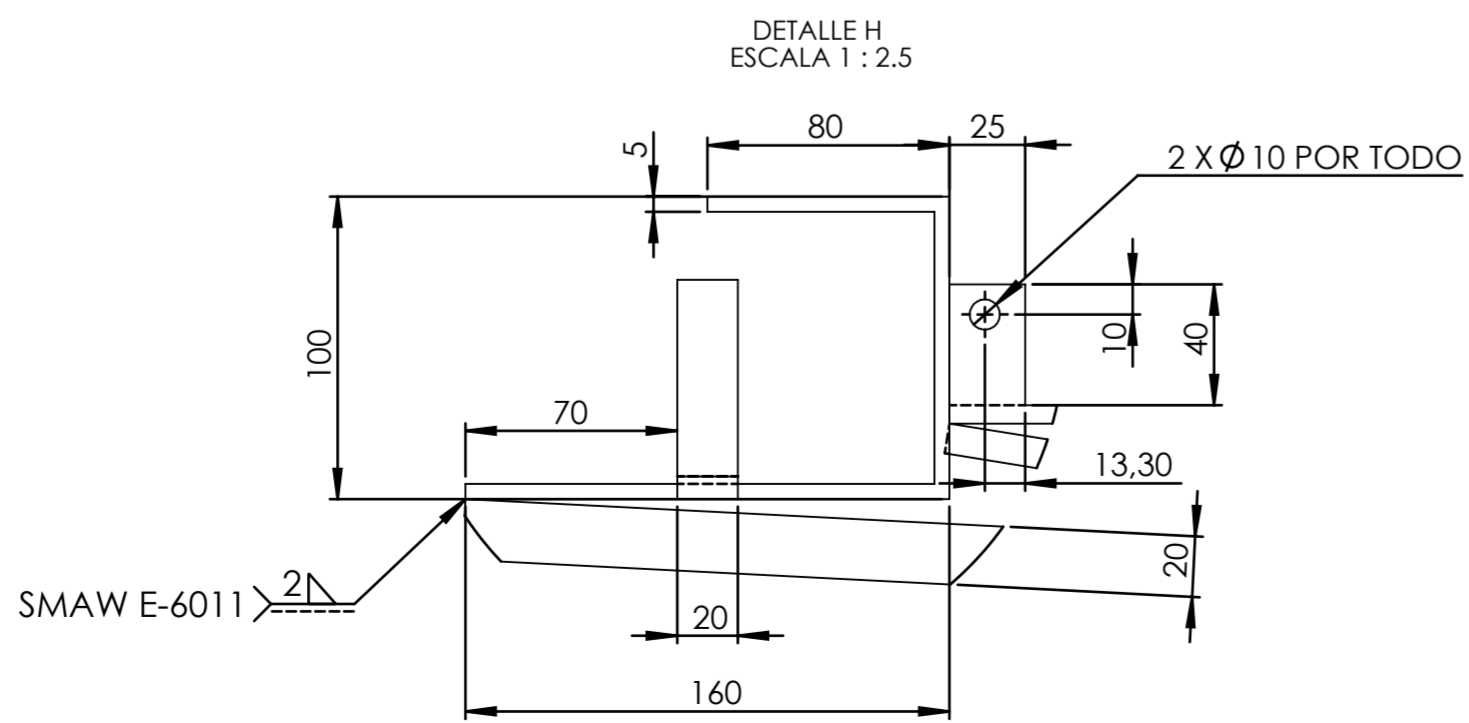




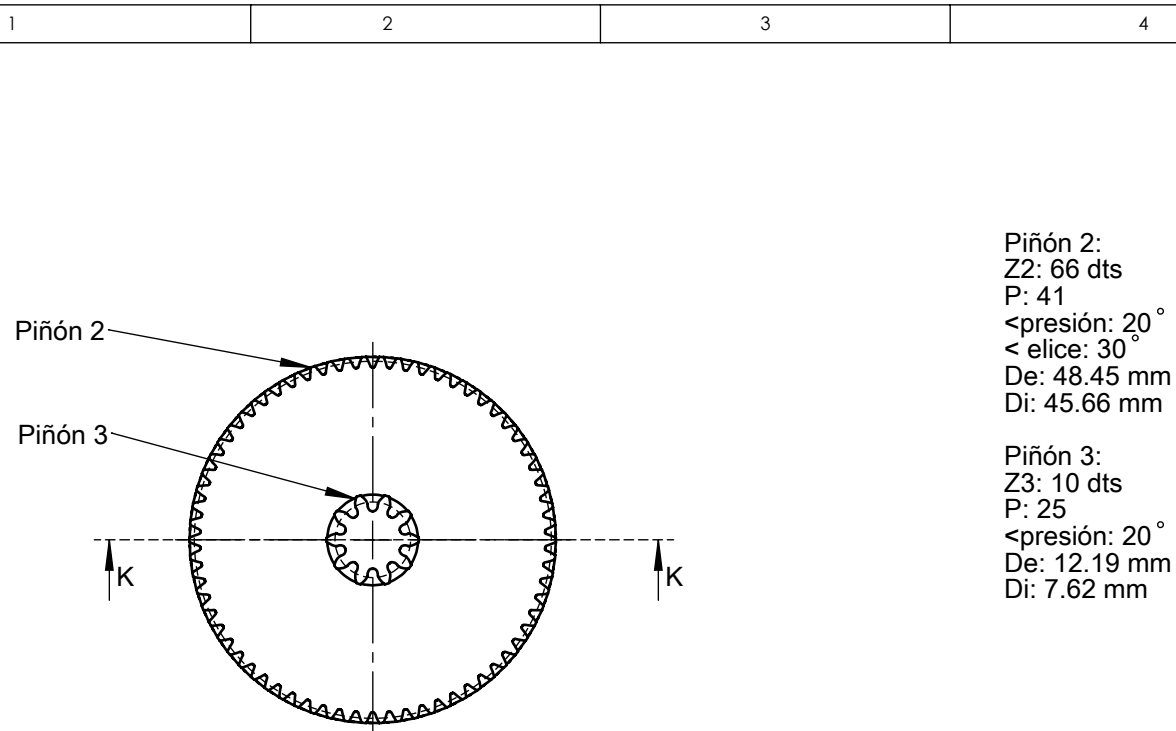




SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 5

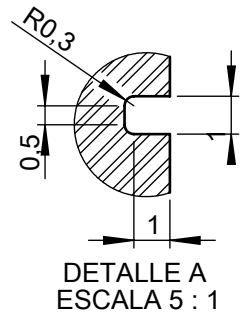
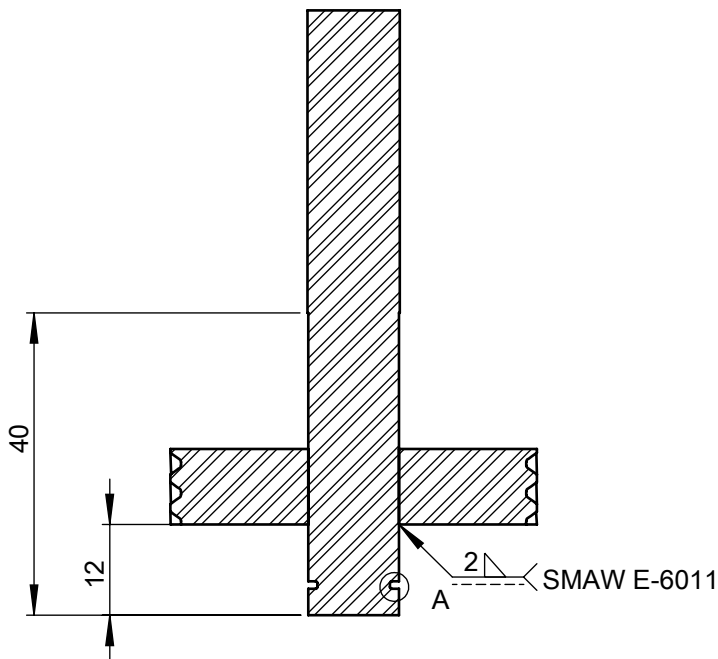


				PESO:	TOLERANCIA:	MATERIAL:	
				13687gr	+/-0,3	VARIOS	
				Fecha	Nombre	TITULO:	Escala:
				03/10/11	Gavilanes F.	BASE MOVIL	1:5
				REVISADO:	Ing. Ruales		
				03/10/11	Ing. Ruales		
				APROBADO:			
				03/10/11			
				<b>UTA</b>		NUMERO DE LAMINA:	4 DE 10
				INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	

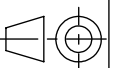


Piñón 2:  
 Z2: 66 dts  
 P: 41  
 <presión: 20°  
 <alícea: 30°  
 De: 48.45 mm  
 Di: 45.66 mm

Piñón 3:  
 Z3: 10 dts  
 P: 25  
 <presión: 20°  
 De: 12.19 mm  
 Di: 7.62 mm



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				+/-0.3	187.85 gr	ACERO AISI 4340	
				NOMBRE	FECHA	TITULO:	
				Dibujo: Gavilanes F.	03/10/11	PIÑONES 1	
				Reviso: Ing. Ruales	03/10/11	ESCALA:	
				Aprobo: Ing. Ruales	03/10/11	1:1	
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA:	
				INGENIERIA MECANICA		5 DE 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCION:	



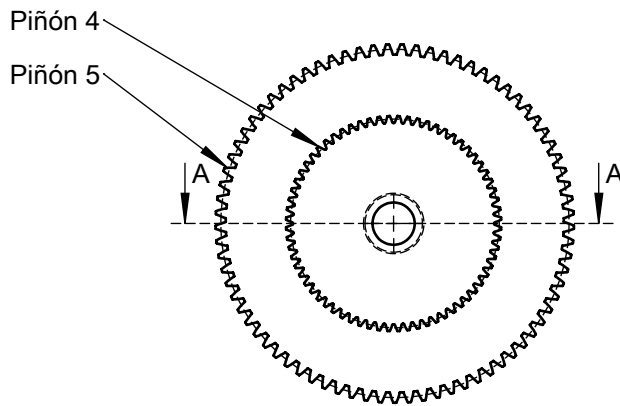
1

2

3

4

A

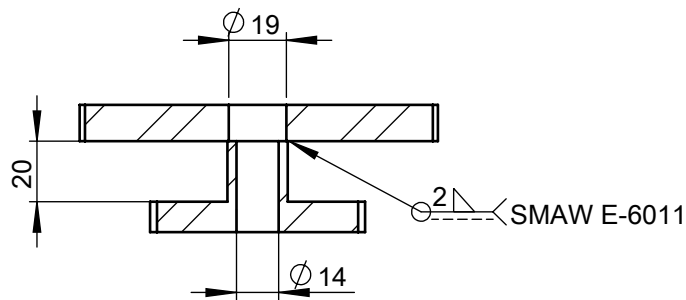


Piñón 4:  
 Z4: 68 dts  
 P: 25  
 <presión: 20°  
 De: 71.12 mm  
 Di: 66.55 mm

Piñón 5:  
 Z5: 77 dts  
 m: 1.5  
 <presión: 20°  
 De: 118.5 mm  
 Di: 111.74 mm

B

C

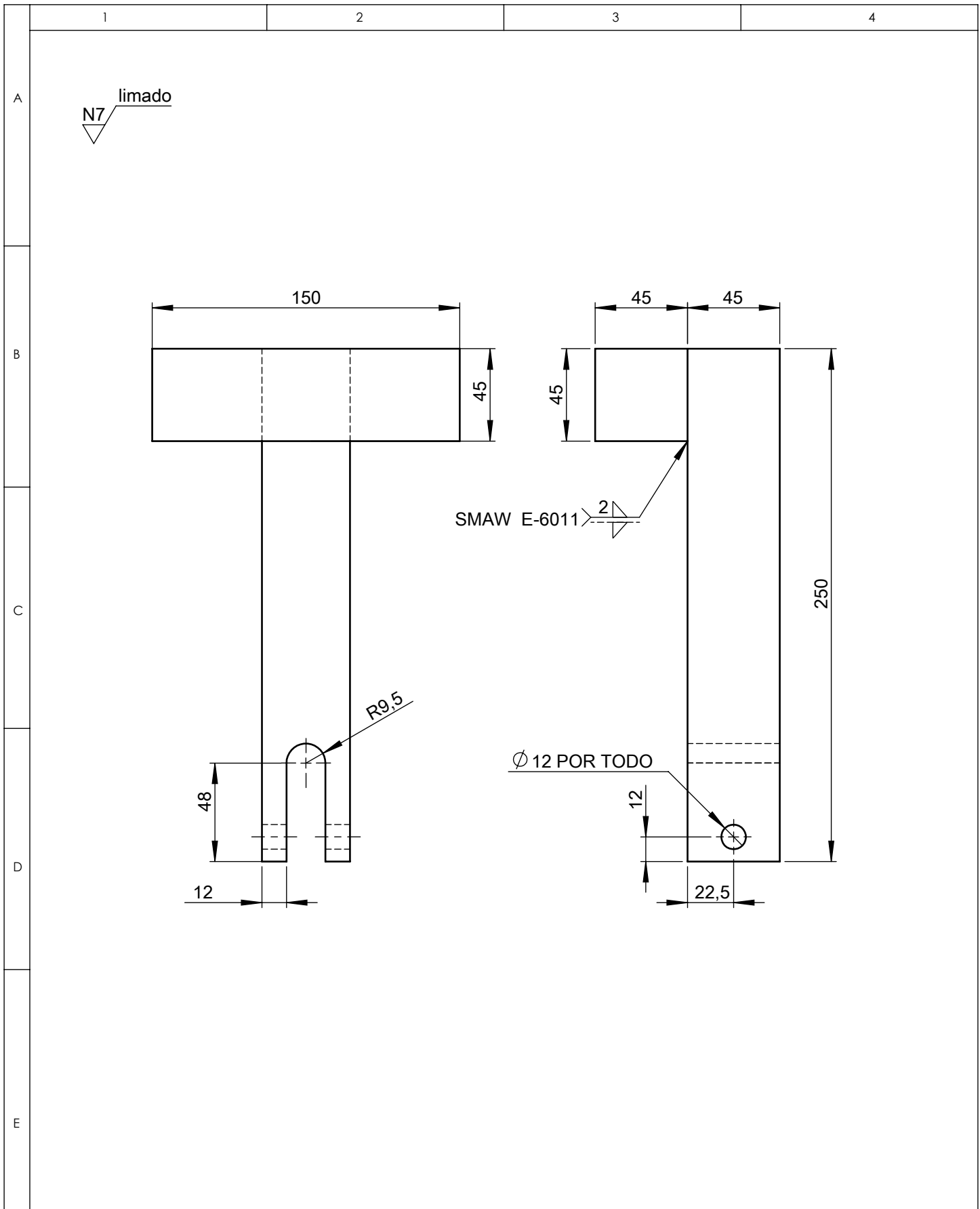


SECCIÓN A-A  
 ESCALA 1 : 2.5

D

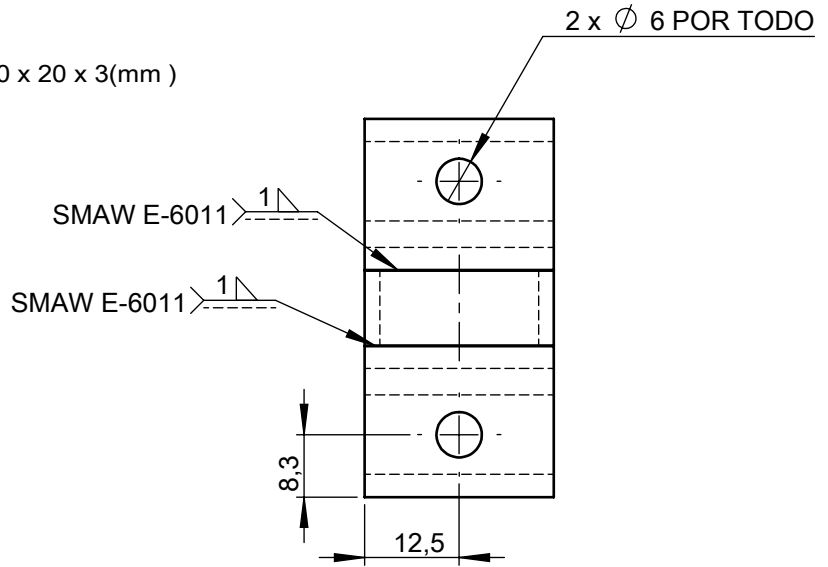
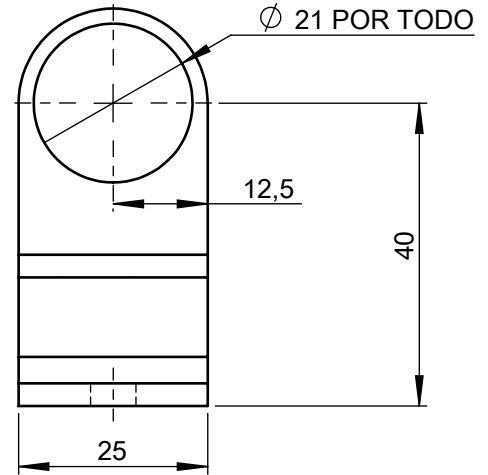
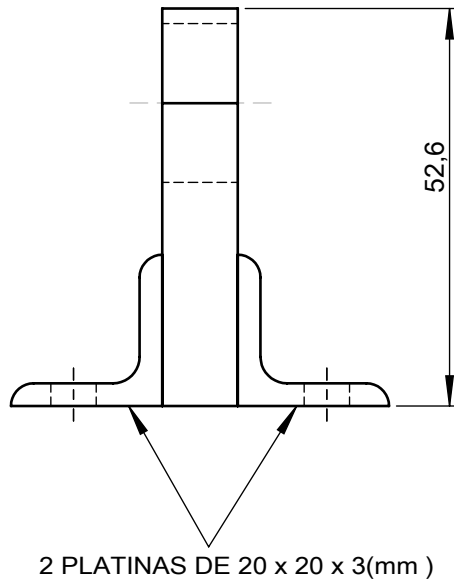
E

				TOLERANCIA: +/-0,3	PESO: 1258.40 gr	MATERIAL: ACERO AISI 4340	
				NOMBRE	FECHA	TITULO: PIÑONES 2	ESCALA: 1:2.5
				Dibujo: Gavilanes F.	03/10/11		
				Reviso: Ing. Ruales	03/10/11		
				Aprobo: Ing. Ruales	03/10/11		
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA: 6 DE 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:	



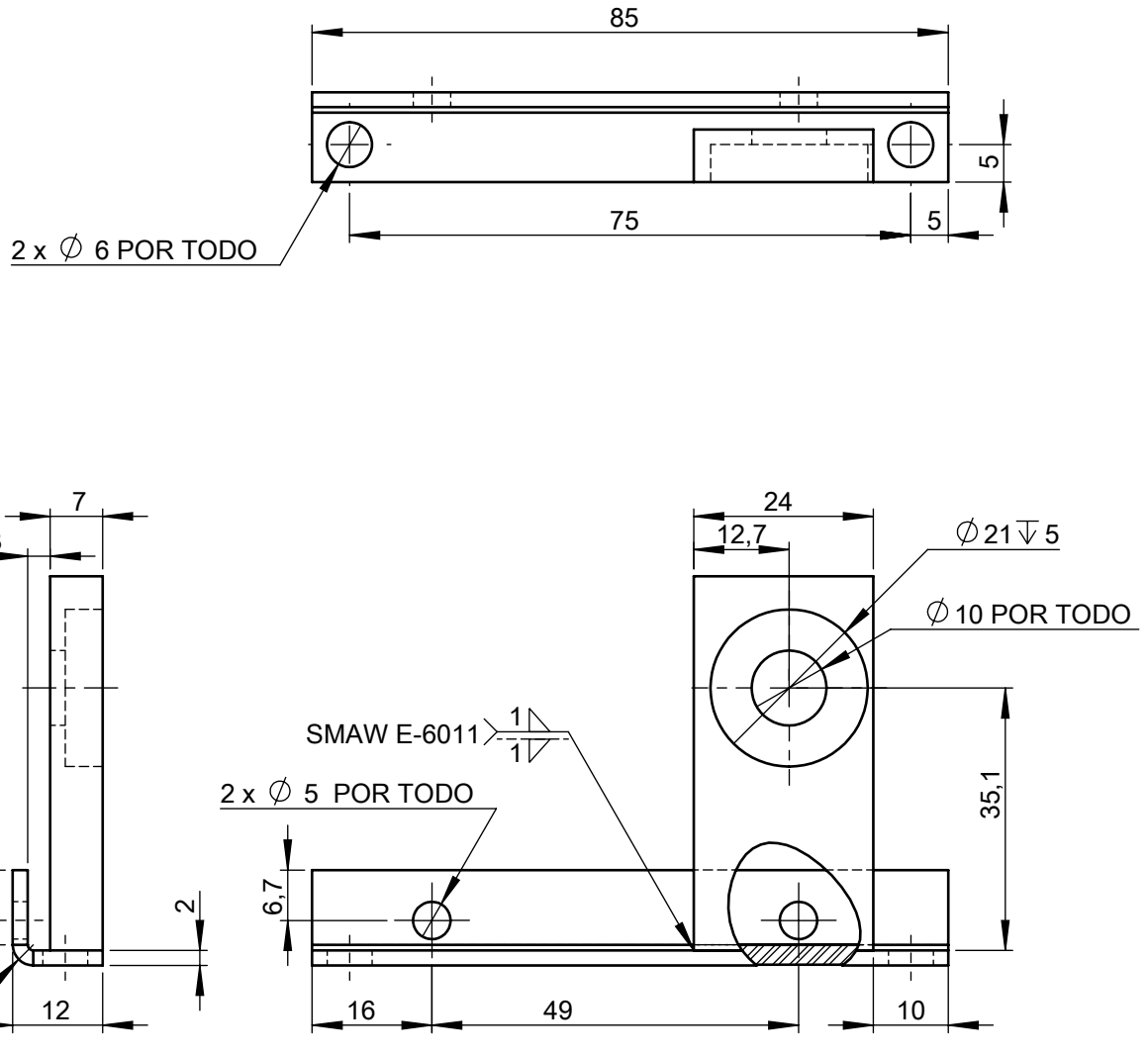
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				+/-0,3	5825.19 gr	ASTM A36 Acero	
					NOMBRE	FECHA	TITULO:
				Dibujo:	Gavilanes F.	03/10/11	
				Reviso:	Ing. Ruales	03/10/11	
				Aprobo:	Ing. Ruales	03/10/11	ESCALA:
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA:	1:2.5
				INGENIERIA MECANICA		7 DE 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCION:	

N8



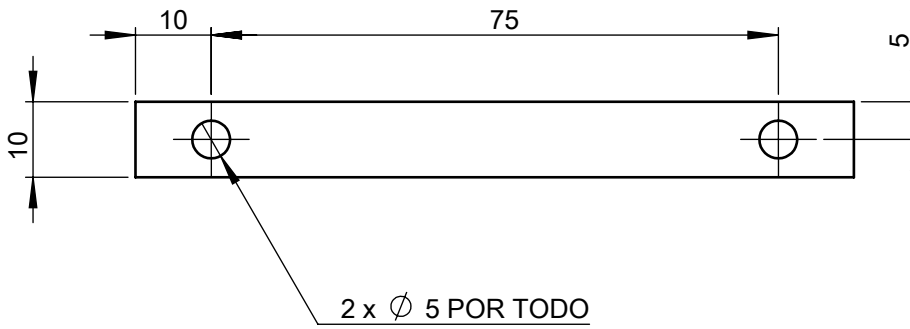
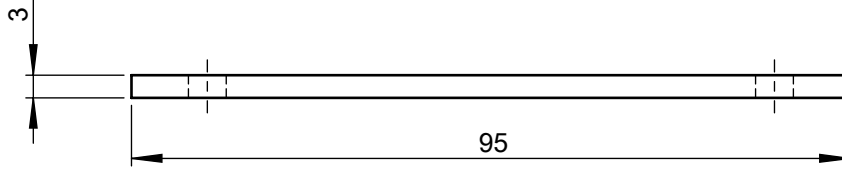
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				+/-0,3	112.44 gr	ASTM A36 Acero	
				NOMBRE	FECHA	TITULO:	
				Dibujo: Gavilanes F.	03/10/11	SOPORTE DEL PIÑON	
				Reviso: Ing. Ruales	03/10/11	ESCALA:	
				Aprobo: Ing. Ruales	03/10/11	1:1	
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA:	
				INGENIERIA MECANICA		8 DE 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCION:	

N6



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				+/-0,3	78.96 gr	ASTM A36 Acero	
				NOMBRE	FECHA	TITULO:	
				Dibujo: Gavilanes F.	03/10/11	BASE DEL MOTOR	
				Reviso: Ing. Ruales	03/10/11	ESCALA:	
				Aprobo: Ing. Ruales	03/10/11	1:1	
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA:	
				INGENIERIA MECANICA		9 DE 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	SUSTITUCION:			

N6 TALADRADO



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:			
				+/-0,3	21.45 gr	ASTM A36 Acero			
				NOMBRE	FECHA	TITULO:	ESCALA:		
			Dibujo:	Gavilanes F.	03/10/11			BASE	1:1
			Reviso:	Ing. Ruales	03/10/11				
			Aprobo:	Ing. Ruales	03/10/11				
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA:			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		10 DE 10			
						SUSTITUCION:			