

**DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE UNA VALVULA DE CONTROL
POR PLC EN LAZO ABIERTO, PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACION DEL
LABORATORIO DE PLANTAS DE LA UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA**

PABLO ARTURO ALVAREZ MANTILLA



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACION
BUCARAMANGA**

2009

**DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE UNA VALVULA DE CONTROL
POR PLC EN LAZO ABIERTO, PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACION DEL
LABORATORIO DE PLANTAS DE LA UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA**

PABLO ARTURO ALVAREZ MANTILLA

**Trabajado de grado para optar el titulo de
Ingeniero Mecánico**

**Director
Emil Hernández
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACION
BUCARAMANGA
2009**

Firma del presidente de Jurados

Firma del Jurado

Nota de aceptación:

El documento presentado fue calificado y
aprobado por los jurados del comité
académico, bajo las normas vigentes de
la universidad.

Firma del Jurado

Bucaramanga 2009

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a mis padres, por otorgarme la oportunidad de iniciarme en una profesión tan interesante. A mis profesores, que con paciencia y dedicación me ayudaron a alcanzar los conocimientos básicos de la carrera. Igualmente a mi novia Paola Pinzón y amigo Jorge Vargas, por el apoyo moral que cada día me ofrecían para terminar satisfactoriamente el proyecto de grado.

AGRADECIMIENTOS

El buen desarrollo de este proyecto se debe a la colaboración de personas, que desde diferentes puntos de vista, complementaron la construcción óptima del mismo.

Al Ing. Emil Hernández por su apoyo constante en la búsqueda de información; y a la solución de inconvenientes que se fueron presentando durante el proceso.

A los profesores de la facultad de Ing. Mecánica de la UPB, por otorgarme algunos espacios de tiempo, para solucionar inquietudes y facilitarme información.

A los señores Ludwin y Victor de servicios generales y operador del laboratorio de planta térmica; respectivamente. Por la colaboración prestada en más de una ocasión, en la implementación y pruebas experimentales a la válvula de control en lazo abierto, en el sistema de refrigeración.

Al ingeniero Felipe, por su colaboración en la adaptación del sistema electrónico.

CONTENIDO

	Pag.
INTRODUCCION.....	18
1. MARCO TEORICO.....	19
1.1. VALVULAS.....	19
1.1.1 Característica del caudal inherente.....	19
1.2 DESCRIPCION DEL CUERPO DE UNA VALVULLA.....	20
1.3 VALVULA DE COMPUERTA.....	21
1.3.1 Parámetros de trabajo.....	22
1.3.2 Aplicaciones.....	22
1.3.3 Ventajas.....	22
1.3.4 Desventajas.....	22
1.3.5 Instrucciones para la instalación y mantenimiento.....	23
1.4 VALVULAS DE CONTROL.....	23
1.5 LOGO!.....	24
1.5.1 Estructura de un logo! 12/24 RC.....	25
1.5.2 Reconocimiento del logo.....	26
1.5.3 Estructura de los módulos de ampliación y comunicación.....	26
1.5.4 Programación del logo!.....	28
1.6 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA.....	31
1.6.1 Transmisión de potencia por engranajes.....	31
1.6.2 Sistema de Tornillo Sin Fin y Corona.....	35
1.6.3 Transmisión de potencia por correa.....	37
1.6.4 Transmisión por cadena.....	39
1.7 ACOPLER.....	41
1.7.1 Acopler rígidos.....	41
1.7.2 Acopler flexibles.....	41
1.8 METODOS PARA FIJACION DE ELEMENTOS EN LOS EJES.....	41
1.8.1 Cuñas.....	41
1.8.2 Estrías.....	42
1.8.3 Conexión poligonal de cubo y eje.....	42
1.8.4 Buje cónico partido.....	42

1.8.5	Prisioneros.....	42
1.8.6	Cono y tornillo.....	42
1.8.7	Montaje en prensa.....	43
1.9	AJUSTES DE INTERFERENCIA.....	43
1.9.1	Ajuste forzado.....	43
1.10	EJES.....	44
1.10.1	Carga estática.....	44
1.11	SISTEMA DE REFRIGERACION.....	45
1.11.1	Intercambiadores de calor.....	46
1.11.2	Torre de enfriamiento.....	47
1.12	CIRCUITO ELECTRONICO.....	47
1.13	FUENTES DE ALIMENTACION.....	47
2	DISEÑO CONCEPTUAL.....	49
2.1	DISEÑO PRIMARIO.....	49
2.1.1	Válvula tipo globo.....	49
2.1.2	Motor paso a paso.....	49
2.1.3	Transmisión de engranajes rectos.....	49
2.1.4	Programación del logo!.....	49
2.1.5	Estructura.....	50
2.1.6	Circuito electrónico.....	50
2.2	DISEÑO BASICO.....	50
2.2.1	Válvula de compuerta o cortina.....	50
2.2.2	Motor DC.....	51
2.2.3	Sistema de transmisión de potencia tornillo sin fin- corona.....	51
2.2.4	Programación del LOGO.....	51
2.2.5	Acoples.....	52
2.2.6	Estructura metálica.....	52
2.2.7	Circuitos electrónicos.....	52
2.3	DISEÑO DETALLADO.....	53
2.3.1	Sistema de transmisión de potencia tornillo sin fin- corona.....	53
2.3.2	Programación del LOGO!.....	63

2.3.3	Estructura metálica.....	63
2.3.4	Circuitos electrónicos.....	64
3.	PRUEBAS Y CALCULOS.....	66
3.1	CALCULO DEL CV DE LA VALVULA.....	66
3.2	CALCULO DE LAS VARIABLES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE MENOR LONGITUD.....	70
3.2.1	Calculo de transferencia de calor en el sistema de refrigeración...	70
3.2.2	Calculo del coeficiente máximo de transferencia de calor.....	72
3.2.3	Calculo del caudal máximo para el refrigerante según la temperatura deseada en el agua condesada.....	74
3.3	CALCULO DE LAS VARIABLES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE MAYOR LONGITUD.....	74
3.3.1	Calculo de transferencia de calor en el sistema de refrigeración...	75
3.3.2	Calculo del coeficiente de transferencia de calor.....	75
3.3.3	Calculo del caudal máximo para el refrigerante según la temperatura deseada en el agua condesada.....	75
4.	ANALISIS DE RESULTADOS.....	76
4.1	DETERMINACION DEL PORCENTAJE DE ERROR ENTRE EL CV_E Y EL CV_T	76
	CONCLUSIONES.....	78
	RECOMENDACIONES.....	80
	MANUAL DE USO.....	81
	BIBLIOGRAFIA.....	82
	ANEXOS.....	84

LISTA DE GRAFICAS

	Pág.
Grafico 1. Plano del momento cortante (z-x). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	56
Grafico 2. Plano del momento cortante (x-y). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	56
Grafico 3. Plano del momento de torsión. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	57
Grafico 4. Plano del momento cortante (x-z). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	58
Grafico 5. Plano del momento cortante (z-y). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	59
Grafica 6. Plano del momento de torsión. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	59
Grafico 7. Porcentaje de apertura vs caudal, en la válvula: ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	68
Grafica 8. Caudal vs perdida de presión, en la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	69
Grafico 9. Porcentaje de apertura vs caída de presión, en la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	69
Grafico 10. Caudal vs perdida de presión, en la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	70
Grafico 11. Porcentaje de apertura vs Cv, de la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	70

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura1. Curvas característica de caudal inherente. URL: http:// visitastecnicas2008instrumentacion.blogspot.com . Enero 2009.....	19
Figura 2. Partes básicas de una válvula. www.comeval.es . Enero 2009.....	21
Figura 3. Ejemplo de una válvula de compuerta. URL: http://www.aguamarket.com . Enero 2009.....	22
Figura 4. Ejemplo de una válvula automática de control. URL: http://www.armstronginternational.com . Enero 2009.....	23
Figura 5. Presentación visual del LOGO! 12/24 RC. URL: http:// www.images.google.com.co . Enero 2009.....	25
Figura 6. Estructura del LOGO! 12/24 RC. URL: http:// www.automation.siemens.com . Enero 2009.....	26
Figura 7. Estructura del modulo de entrada análogo AM 2. URL: http:// www.automation.siemens.com . Enero 2009.....	26
Figura 8. Estructura del modulo de salida análoga AM2 AQ. URL: http:// www.automation.siemens.com . Enero 2009.....	27
Figura 9. Estructura del Modulo de comunicación CM EIB/KNX. URL: http:// www.automation.siemens.com . Enero 2009.....	28
Figura 10. Pasos a seguir para realizar la programación directa en el LOGO!. URL: http:// www.automation.siemens.com . Enero 2009.....	29
Figura 11. Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (FUP). Álvarez, Pablo. Enero 2009.....	30
Figura 12. Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (KOP). Álvarez, Pablo. Enero 2009.....	30
Figura 13. Sistema de transmisión de potencia. URL: http:// ar.kalipedia.com . Enero 2009.....	31
Figura 14. Relación de transmisión. URL: http://upload.wikimedia.org . Enero 2009.....	35
Figura 15. Sistema de transmisión tornillo sinfín- corona. URL: http://www.kalipedia.com . Enero 2009.....	36
Figura 16. Transmisión de potencia por correa. URL: http://www.elprisma.com . Enero 2009.....	38

Figura 17. Transmisión por cadena. URL: http://hivimar.mailboost.net . Enero 2009.....	40
Figura 18. Intercambiador de calor de casco y tubos. URL: http:// www.refrigeracionindustrial.com . Enero 2009.....	46
Figura 19. Prototipo de una fuente de alimentación. URL: http://www.unicrom.com . Enero 2009.....	48
Figura 20. Diseño del sistema de transmisión de potencia. Álvarez, Pablo. Enero 2009.....	53
Figura 21. Diagrama de fuerzas (3D), eje del tornillo sinfín. Álvarez. Pablo. Enero 2009.....	55
Figura 22. Diagrama de fuerzas (3D), eje de la corona. Álvarez. Pablo. Enero 2009.....	57
Figura 23. Programación del LOGO!. Álvarez, Pablo. Enero 2009.....	63

LISTA DE FOTOS

	Pág.
Foto 1. Válvula de compuerta. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	51
Foto 2. Motor de Toshiba. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	51
Foto 3. Acople de motor. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	60
Foto 4. Acople del potenciómetro. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	61
Foto 5. Acople del tornillo sinfín. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	61
Foto 6. Acople del eje de la corona- con el vástago de la válvula ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	62
Foto7. Estructura metálica. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	64

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Características principales del sistema tornillo sinfín- corona. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	53
Tabla 2. Cálculo del caudal de la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	67
Tabla 3. Cálculo del Kv y Cv de la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	67
Tabla 4. Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador encendido. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	71
Tabla 5. Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador apagado. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	72
Tabla 6. Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador encendido. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009.....	75

LISTA DE ANEXOS

Anexo A: Tabla de parámetros de trabajo de la válvula en el sistema de refrigeración

Anexo B: Tablas de parámetros de trabajo del sistema de refrigeración con el ventilador encendido de la torre de enfriamiento

Anexo C: Tablas de parámetros de trabajo del sistema de refrigeración con el ventilador apagado de la torre de enfriamiento

Anexo D: Tablas del cálculo de la transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor; con el ventilador encendido de la torre de enfriamiento

Anexo E: Tablas del cálculo de la transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor; con el ventilador apagado de la torre de enfriamiento

Anexo F: Planos del sistema

Anexo G: Información técnica del rodamiento SKF

Anexo H: Información técnica del rodamiento NSK

Anexo I: Información técnica del ángulo marca GERDAU

Anexo J: Información técnica de la barra cuadrada marca GERDAU

Anexo K: Información técnica de la válvula de compuerta

Anexo L: Información técnica de las propiedades del acero inoxidable 316L

Anexo M: Información técnica de las propiedades de la baquelita

Anexo N: Información técnica del diseño del acople hexagonal

Anexo O: Información técnica de la lámina estructural

Anexo P: Información técnica del bronce

Anexo Q: Diagrama de pérdidas de la válvula

Anexo R: Diagrama del circuito electrónico

Anexo S: Datos obtenidos de anteriores pruebas de laboratorio con la turbina en funcionamiento

TITULO: DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE UNA VALVULA DE CONTROL POR PLC EN LAZO ABIERTO, PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACION DEL LABORATORIO DE PLANTAS DE LA UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

AUTOR(ES): PABLO ARTURO ALVAREZ MANTILLA

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR(A): EMIL HERNANDEZ

RESUMEN

Las válvulas de control, es el sistema utilizado para regular el flujo, dentro de un proceso específico. Con este fin; se diseñó, construyó e implementó un prototipo de una válvula de control en lazo abierto, que se adaptara a las especificaciones de trabajo del sistema de enfriamiento de la planta térmica, ubicado en el laboratorio de plantas térmicas de la UPB. Para uso exclusivo del área académica. El sistema de la válvula es completamente diferente a los que existe en el mercado, ya que es controlada por un LOGO 12/24 RC (PLC); el cual compara la señal externa (Posición de apertura determinada por el Operador), con la interna. Las señales provienen de la variación de dos potenciómetros lineales. La exactitud en la posición del vástago de la válvula, es dada por la relación de velocidad del sistema de transmisión de potencia. Con las pruebas realizadas al prototipo, se graficó la curva de pérdidas de presión vs caudal; concluyéndose la eficiencia del mismo.

PALABRAS CLAVES: Exactitud, flujo, lazo abierto, sistema de refrigeración, porcentaje de apertura.

V°B°DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: DESIGN, CONSTRUCTION AND IMPLEMENTATION OF
A CONTROL VALVE FOR PLC IN OPEN LOOP FOR
THE LABORATORY SYSTEM FOR REFRIGERATION
PLANTS UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

AUTOR(ES): PABLO ARTURO ALVAREZ MANTILLA

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR(A): EMIL HERNANDEZ

RESUMEN

Valve control is the system used to regulate the flow within a specific process. To this end, it designed, construct and implement a prototype of a control valve in open loop, which is geared to the specific work of the cooling system of the thermal plant, located in the laboratory of thermal plants of UPB. For exclusive use by the academic area. The valve system is completely different from those in the market because it is controlled by a LOGO 12/24 RC (PLC), which compares the external signal (open position determined by the Operator) with the internal. The signals come from the variation of two linear potentiometers. The accuracy in the position of the valve stem is given by the relation of velocity power transmission system. In testing the prototype, the curve is graph of pressure vs. flow losses, the efficiency of the same conclusion.

PALABRAS CLAVES: Accuracy, flow, open loop, cooling system, percentage of opening.

V°B°DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

OBJETIVOS GENERALES Y ESPECIFICOS

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un prototipo de una válvula de control en lazo abierto con base en los parámetros de funcionamiento del sistema de enfriamiento de la planta térmica y mejorar las instalaciones del laboratorio de plantas térmicas.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- 1- Diseñar el prototipo de una válvula de control en lazo abierto. **Resultado:** Realización de planos respectivos al prototipo de la válvula de control, a través de los programas Solid Edge o Auto Cad. **Indicador:** Que el diseño se adapte a las especificaciones de funcionamiento del sistema de refrigeración.
- 2- Programación del LOGO (12/24 RC), en base a funcionamiento del sistema de refrigeración. **Resultado:** Programación realizada a través del LOGO! Soft Comfort. **Indicador:** Introducción de parámetros de trabajo y visualización de posicionamiento del vástago de la válvula según los parámetros del sistema de refrigeración.
- 3- Implementar el prototipo de la válvula de control al sistema de refrigeración de la planta térmica. **Resultado:** Adaptación del prototipo de la válvula de control, a la salida del intercambiador del sistema de refrigeración. **Indicador:** Adecuada regulación del líquido refrigerante.
- 4- Realizar pruebas experimentales para el desempeño del prototipo de la válvula de control. **Resultado:** Curvas de desempeño del prototipo de la válvula de control. **Indicador:** Validación de los resultados con respecto a las curvas del fabricante.
- 5- Realizar memorias de cálculo al diseño del prototipo de la válvula de control. **Resultado:** Archivos pertinentes a los cálculos, tales como: Sistema de relación de potencia, coeficiente CV de la válvula, entre otros. **Indicador:** Cálculos para el coeficiente de la válvula se realizarán según las recomendaciones de la casa fabricante Masoneilan.

INTRODUCCION

Las válvulas de control generalmente constituyen el último elemento en un lazo de control instalado en la línea de proceso, con la finalidad de controlar un caudal de forma determinada. Estas pueden ser controladas de forma neumática, electrónica o hidráulica.

La finalidad de este proyecto, es dar a conocer los principios básicos del funcionamiento de una válvula de control, y demostrar su aplicación sobre un montaje de tipo industrial (Planta térmica de la universidad Pontificia Bolivariana). De igual forma, pueda ser manipulada por los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga.

Con la implementación de este prototipo de una válvula de control en lazo abierto, no solo mejora las condiciones del laboratorio de plantas térmicas de la UPB; sino que también, estimulara a los estudiantes a mejorar los sistemas convencionales instalados en procesos industriales; implementando métodos de automatización.

1. MARCO TEORICO

1.1 VALVULAS

Una válvula se puede definir como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Las válvulas son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Sus tamaños van desde una fracción de pulgada hasta 30 ft (9 m) o más de diámetro. Pueden trabajar con presiones que van desde el vacío hasta más de 20000 lb/in² (140 Mpa) y temperaturas desde las criogénicas hasta 1500 °F (815 °C). En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto; en otras, las fugas o escurrimientos no tienen importancia. [1]

1.1.1 CARACTERÍSTICAS DE CAUDAL INHERENTE:

La característica de un fluido incompresible fluyendo en condiciones de presión diferencial constante a través de una válvula, se denomina característica de caudal inherente y se representa usualmente considerando como abscisas la carrera del obturador y como ordenadas el porcentaje de caudal máximo bajo una presión diferencial constante.

Las curvas características más significativas son las de apertura rápida, lineal e isoporcentual:

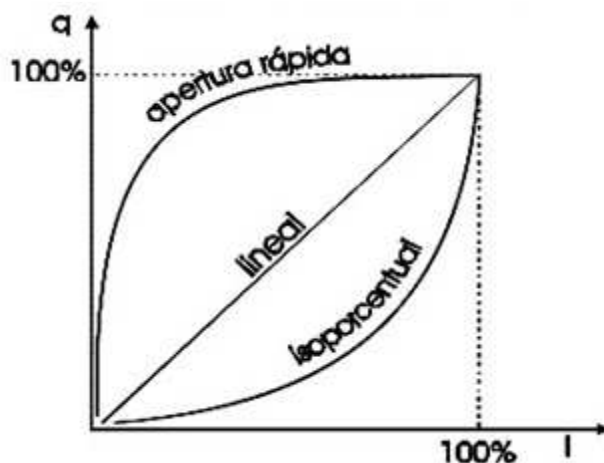


Figura 1. Curvas característica de caudal inherente. URL: <http://visitastecnicas2008instrumentacion.blogspot.com>. Enero 2009

Las curvas características se obtienen mecanizando el obturador para que al variar la carrera del orificio de paso variable existente entre el contorno del obturador y el asiento configure la característica de la válvula.

El obturador con característica de apertura rápida tiene la forma de un disco plano. En la gráfica anterior es posible ver que el caudal aumenta mucho al principio de la carrera llegando rápidamente al máximo.

- **Válvula de Tipo Abertura Rápida:**

La válvula de abertura rápida no es útil para la regulación de flujos porque la mayor parte de la variación del coeficiente de la válvula se realiza en el tercio inferior del desplazamiento de la válvula. Se desarrolla muy poca variación en el coeficiente de la válvula en un tramo considerable del recorrido de la válvula. Las válvulas de abertura rápida son apropiadas para válvulas de alivio y para sistemas de control de dos posiciones.

1.2 DESCRIPCION DEL CUERPO DE UNA VALVULA:

Las Válvulas independientemente de su tipo disponen de algunas partes comunes necesarias para el desarrollo de su función; las cuales se numeran según el grafico:

1- Obturador: También denominado disco en caso de parte metálica, es la pieza que realiza la interrupción física del fluido.

2- Eje: También denominado husillo, es la parte que conduce y fija el obturador.

3- Asiento: Parte de la válvula donde se realiza el cierre por medio del contacto con el obturador.

4- Empaquetadura del eje: Es la parte que montada alrededor del eje metálico asegura la estanqueidad a la atmósfera del fluido.

5- Juntas de cierre: Es la parte que montada alrededor del órgano de cierre (en algunos caso) asegura una estanqueidad mas perfecta del obturador.

6- Cuerpo y Tapa: Partes retenedoras de presión, son el envolvente de las partes internas de las Válvulas.

7- Extremos: Parte de la válvula que permite la conexión a la tubería, pueden ser bridados, soldados, roscados, ranura dos o incluso no disponer de ellos, es decir, permitir

que la válvula se acople a la tubería tan solo por las uniones externas (Wafer).

8- Pernos de unión: Son los elementos que unen el cuerpo y tapa de la válvula entre si. Para asegurar la estanqueidad atmosférica hay que colocar juntas entre estas dos superficies metálicas,

9- Accionamiento: Es el mecanismo que acciona la válvula. [2]

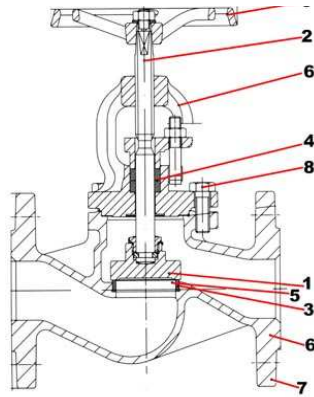


Figura 2. Partes básicas de una válvula. URL: [http:// www.comeval.es](http://www.comeval.es). Enero 2009

Existen diferentes tipos de válvulas en el mercado, que varían según el diseño del cuerpo y del obturador; en [3], se puede encontrar la aplicación que se le da a cada una de ellas, como en este caso se implementará la válvula tipo compuerta solo se profundizará en su funcionamiento.

1.3 VALVULA DE COMPUERTA: Este tipo de válvula posee un cuerpo totalmente encerrado con un disco o puerta de forma rectangular o circular, la cual se mueve perpendicular a la dirección del flujo. La válvula de compuerta supera en número a los otros tipos de válvulas en servicio en donde se requiere circulación interrumpida y poca caída de presión. Cuando la válvula está abierta del todo, se eleva por completo la compuerta fuera del conducto del flujo, por lo cual el fluido pasa en línea recta por un conducto que suele tener el mismo diámetro de la tubería. [4].

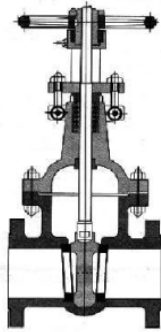


Figura 3.Ejemplo de una válvula de compuerta. URL: <http://www.aguamarket.com>.

Enero 2009

1.3.1 Parámetros de trabajo:

- Servicio con apertura total o cierre total, sin estrangulación.
- Para uso poco frecuente.
- Para resistencia mínima a la circulación.
- Para mínimas cantidades de fluido o líquido atrapado en la tubería.

1.3.2 Aplicaciones: Se utilizan para servicios generales; para controlar el paso de aceites y petróleo, gas, aire, pastas semilíquidas, líquidos espesos, vapor, gases y líquidos no condensables, líquidos corrosivos.

1.3.3 Ventajas:

- Alta capacidad.
- Cierre hermético.
- Bajo costo.
- Diseño y funcionamiento sencillos.
- Poca resistencia a la circulación.

1.3.4 Desventajas:

- Control deficiente de la circulación.
- Se requiere gran cantidad de fuerza para accionarla.

- Produce cavitación con baja caída de presión.
- La posición para estrangulación producirá erosión del asiento y del disco.

1.3.5 Instrucciones para la instalación y mantenimiento:

- Lubricar a intervalos periódicos.
- Corregir de inmediato las fugas por la empaquetadura.
- Enfriar siempre el sistema al cerrar una tubería para líquidos calientes y al comprobar que las válvulas estén cerradas.
- No cerrar nunca las llaves a la fuerza con la llave o una palanca.
- Abrir las válvulas con lentitud para evitar el choque hidráulico en la tubería.
- Cerrar las válvulas con lentitud para ayudar a descargar los sedimentos y mugre atrapados. [1]

1.4 VALVULAS DE CONTROL

La válvula automática de control generalmente constituye el último elemento en un lazo de control instalado en la línea de proceso y se comporta como un orificio cuya sección de paso varía continuamente con la finalidad de controlar un caudal en una forma determinada.

La válvula de control consta básicamente de dos partes:

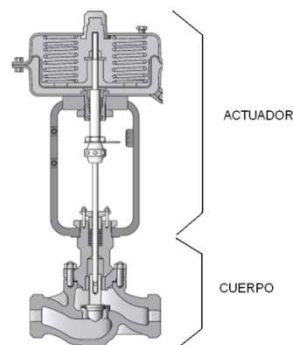


Figura 4. Ejemplo de una válvula automática de control. URL:
<http://www.armstronginternational.com>. Enero 2009

- **El actuador:** También llamado motor, puede ser neumático, eléctrico o hidráulico, pero los más utilizados son los dos primeros, por ser las más sencillas y de rápida actuaciones. Aproximadamente el 90% de las válvulas utilizadas en la industria son accionadas neumáticamente. Los actuadores neumáticos constan básicamente de un diafragma, un vástago y un resorte tal como se muestra en la figura (1-a.). Lo que se busca en un actuador de tipo neumático es que cada valor de la presión recibida por la válvula corresponda una posición determinada del vástago. Teniendo en cuenta que la gama usual de presión es de 3 a 15 lbs/pulg² en la mayoría de los actuadores se selecciona el área del diafragma y la constante del resorte de tal manera que un cambio de presión de 12 lbs/pulg², produzca un desplazamiento del vástago igual al 100% del total de la carrera.[1]
- **Cuerpo de la válvula:** está provisto de un obturador o tapón, los asientos del mismo y una serie de accesorios. La unión entre la válvula y la tubería puede hacerse por medio de bridas soldadas o roscadas directamente a la misma. El tapón es el encargado de controlar la cantidad de fluido que pasa a través de la válvula y puede accionar en la dirección de su propio eje mediante un movimiento angular. Está unido por medio de un vástago al actuador. [1]

1.5 LOGO!

Es el módulo lógico universal de Siemens. Permite soluciones que abarcan desde la pequeña instalación doméstica, pasando por cometidos de automatización menores, hasta las aplicaciones de gran envergadura con implementación del sistema bus de interface AS [5]. Está integrado por:

- Control
- Unidad de operación y visualización
- Fuente de alimentación
- Interface para módulos de programa y cable de PC
- Ciertas funciones básicas usuales en la práctica, p.ej. para activación/desactivación retardada y relé de impulsos
- Reloj temporizador
- Marcas binarias
- Determinadas entradas y salidas según el tipo del equipo



Figura 5. Presentación visual del LOGO! 12/24 RC. URL:
<http://www.images.google.com.co>. Enero 2009

El LOGO! se programa a través del software LOGO!Soft Comfort, que es proporcionado por la empresa Siemens en la compra del componente.

Tiene la capacidad de trabajar con módulos para entradas análogas; y salidas digitales, análogas y de comunicación (CM).

La programación interna del LOGO!, se puede realizar de dos formas; a través del LOGO!Soft Comfort o manualmente por las teclas de manejo.

1.5.1 ESTRUCTURA DE UN LOGO! 12/24 RC

Está compuesto por (Véase la figura 6):

- 1- Alimentación de tensión.
- 2- Entradas
- 3- Salidas
- 4- Receptáculo de modulo con revestimiento.
- 5- Panel de manejo.
- 6- Pantalla LCD.
- 7- Indicación del estado RUN/ STOP.
- 8- Interfaz de ampliación.
- 9- Codificación mecánica- pernos
- 10- Codificación mecánica- conectores
- 11- Guía deslizante

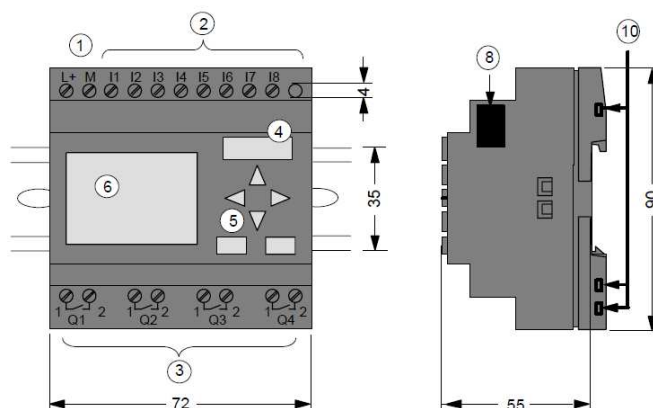


Figura 6. Estructura del LOGO! 12/24 RC. URL: <http://www.automation.siemens.com>. Enero 2009

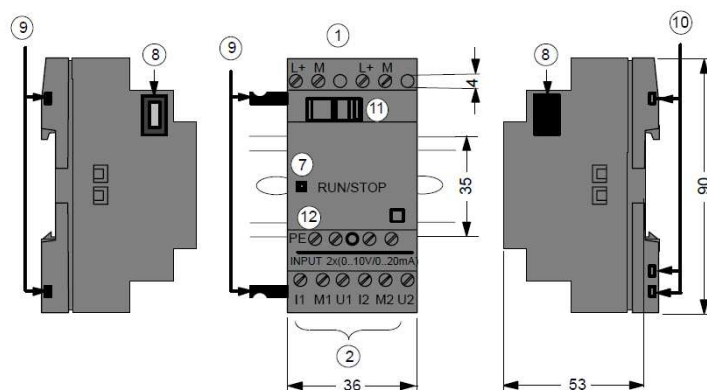
1.5.2 RECONOCIMIENTO DEL LOGO

Los parámetros de trabajo del Logo!, se pueden reconocer con los siguientes aspectos:

- 12/24: versión de 12/24 Voltios
- 230: versión 115...240 Voltios
- R: salidas de relé (sin R: salidas de transistor)
- C: Temporizador semanal integrado
- o: variante sin pantalla ("LOGO! Pure")
- DM: módulo digital
- AM: módulo analógico
- CM: módulo de comunicación (p.ej. módulo EIB/KNX)

1.5.3 ESTRUCTURA DE LOS MODULOS DE AMPLIACION Y COMUNICACIÓN

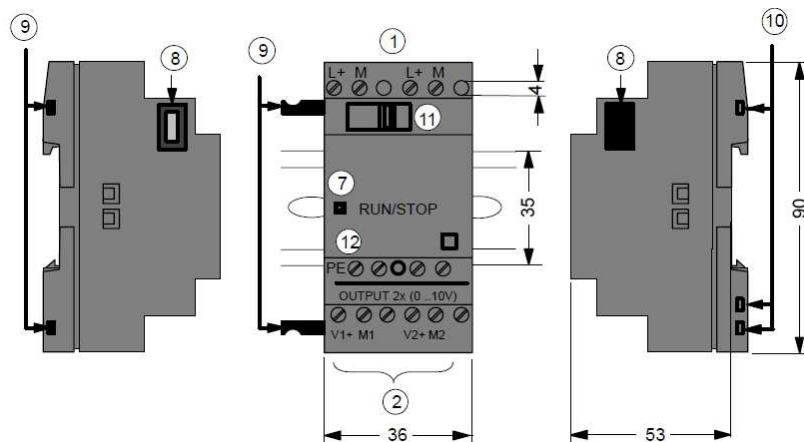
1.5.3.1 Módulo de entrada análogo AM 2



- | | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|---|
| ① Alimentación de tensión | ⑨ Codificación mecánica – pernos | ⑫ Borne PE para la conexión de tierra y pantalla del cable de medición analógico. |
| ② Entradas | ⑩ Codificación mecánica – conectores | |
| ⑦ Indicación del estado RUN/STOP | ⑪ Guía deslizante | |
| ⑧ Interfaz de ampliación | | |

Figura 7. Estructura del modulo de entrada análogo AM 2. URL: <http://www.automation.siemens.com>. Enero 2009

1.5.3.2 Modulo de salida análoga AM2 AQ



- | | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| ① Alimentación de tensión | ⑨ Codificación mecánica – pernos | ⑫ Borne PE para la conexión a tierra |
| ② Entradas | ⑩ Codificación mecánica – conectores | |
| ⑦ Indicación del estado RUN/STOP | ⑪ Guía deslizante | |
| ⑧ Interfaz de ampliación | | |

Figura 8. Estructura del modulo de salida análoga AM2 AQ. URL: <http://www.automation.siemens.com>. Enero 2009

1.5.3.3 Modulo de comunicación CM EIB/KNX

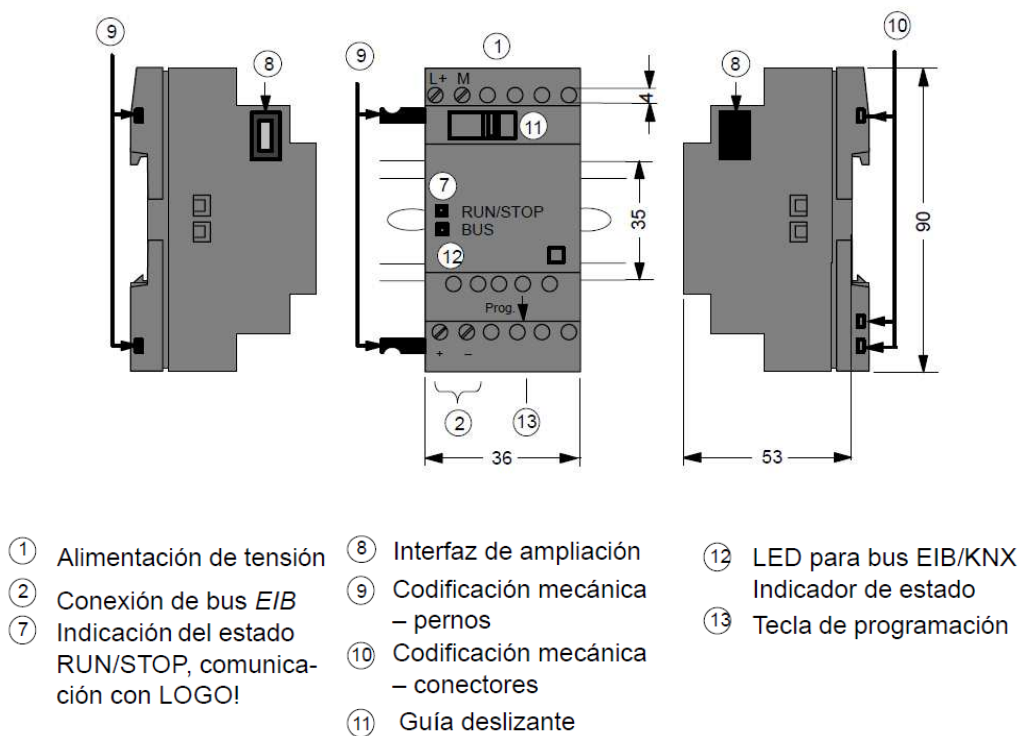


Figura 9. Estructura del Modulo de comunicación CM EIB/KNX. URL: <http://www.automation.siemens.com>. Enero 2009

1.5.4 PROGRAMACION DEL LOGO!

Proceso realizado para grabar dentro de la memoria interna del LOGO!, las funciones necesarias para que controle el trabajo determinado, de modo repetitivo.

Esto se puede realizar de dos formas; directamente desde el panel de manejo o a través del software LOGO!Soft Comfort.

La programación del LOGO!, tiene una capacidad límite para cada función; estas limitaciones son las siguientes:

- Entradas digitales I1 hasta I24
- Entradas analógicas AI1 hasta AI8
- Salidas digitales Q1 hasta Q16

- Salidas analógicas AQ1 y AQ2
- Marcas digitales M1 hasta M24, M8: marcas de arranque
- Marcas analógicas AM1 hasta AM6
- Bits de registro de desplazamiento S1 hasta S8
- 4 teclas de cursor
- 16 salidas no conectadas X1 hasta X16.

1.5.4.1 PROGRAMACION DIRECTA

Consiste en realizar la programación del LOGO!, directamente desde panel de manejo, y visualizando los bloques que caracterizan una función determinada desde la pantalla LCD. De esta forma, se interconectarán los bloques de las señales de entrada, con las diferentes funciones del LOGO!, para obtener las señales de salida necesarias que cumplan con el proceso.

Los pasos a seguir para realizar este tipo de programación, se da de la siguiente forma:

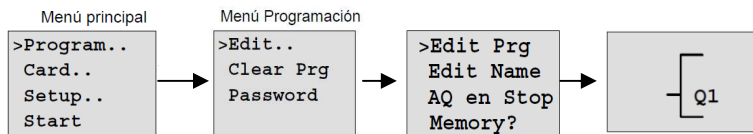


Figura 10. Pasos a seguir para realizar la programación directa en el LOGO!. URL:
[http:// www.automation.siemens.com](http://www.automation.siemens.com). Enero 2009

Las funciones se pueden ir cambiando con las flechas hacia arriba y abajo, y se puede cambiar de un bloque a otro, con las flechas de derecha e izquierda; del panel de manejo.

1.5.4.2 LOGO!SOFT COMFORT

Este software, es diseñado para crear, probar, simular, modificar, guardar e imprimir; las funciones o procesos que desempeñara el LOGO! (PLC). De forma fácil y cómoda.

La conexión es realizada a través de un cable serial, que se conecta en el receptáculo de modulo con revestimiento; y al otro extremo, con la conexión correspondiente del computador.

Está diseñado para programar en dos lenguajes; diagrama de funciones (FUP) y en esquemas de contacto (KOP). Igualmente tiene la opción de convertir de un lenguaje a otro. [5]

1.5.4.3 Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (FUP)

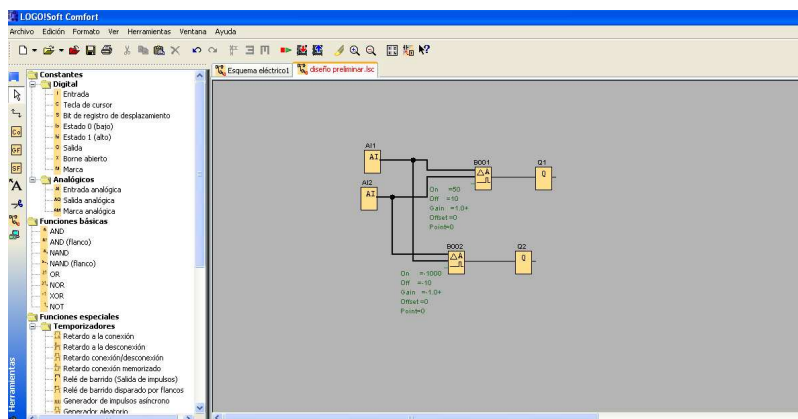


Figura 11. Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (FUP). Pablo, Álvarez. Enero 2009

1.5.4.4 Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (KOP)

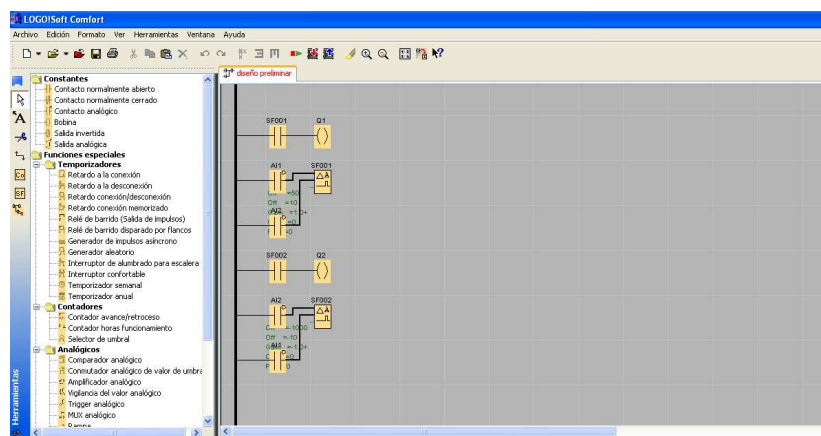


Figura 12. Presentación del LOGO!SOFT COMFORT en lenguaje (KOP). Pablo, Álvarez. Enero 2009

La especificación de cada función, se encuentran en la opción de ayuda del LOGO!Soft Comfort.

1.6 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA

Sistemas capaces de transferir un determinado torque de un punto a otro multiplicado por la relación de velocidad. Algunos de estos sistemas son: Juego de Engranajes, poleas, cadena, entre otros.

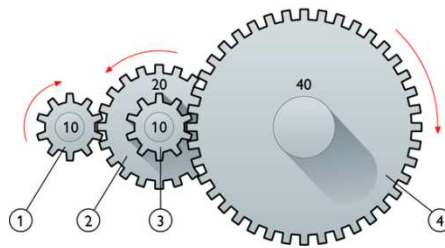


Figura 13. Sistema de transmisión de potencia. URL: [http:// ar.kalipedia.com](http://ar.kalipedia.com). Enero 2009

1.6.1 TRANSMISION DE POTENCIA POR ENGRANAJES

Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y el menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.

La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranaje, es la exactitud en la relación de transmisión. [6]

1.6.1.1 Clasificación de engranajes:

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

Ejes paralelos:

- Cilíndricos de dientes rectos
- Cilíndricos de dientes helicoidales
- Doble helicoidales

Ejes perpendiculares

- Helicoidales cruzados
- Cónicos de dientes rectos
- Cónicos de dientes helicoidales
- Cónicos hipoides
- De rueda y tornillo sinfín

Por aplicaciones especiales se pueden citar:

- Planetarios
- Interiores
- De cremallera

Por la forma de transmitir el movimiento se pueden citar:

- Transmisión simple
- Transmisión con engranaje loco
- Transmisión compuesta. Tren de engranajes [6]

1.6.1.2 Características para el diseño de engranajes

- **Diente de un engranaje:** son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.
- **Módulo (m):** el módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En los países anglosajones se emplea otra característica llamada **Diametral Pitch**, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales

en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. El módulo está indicado por números. Dos engranajes que engranen tienen que tener el mismo módulo.

$$m = (P \div \pi) = (De \div (N + 2)) = (Dp \div N) \text{ (Ecuación 1)}$$

- **Circunferencia primitiva (Dp):** es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

$$Dp = (De - 2p) = (Di + 2l) \text{ (Ecuación 2)}$$

- **Espesor del diente:** es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.

$$e = (0.5 \times P) \text{ (Ecuación 3)}$$

- **Paso circular (P):** es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.

$$P = (m \times \pi) \text{ (Ecuación 4)}$$

- **Número de dientes:** es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .

$$N = (Dp \div m) = ((De \div m) - 2) \text{ (Ecuación 5)}$$

- **Diámetro exterior:** es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.

$$De = (m \times (N + 2)) = (Dp + 2m) \text{ (Ecuación 6)}$$

- **Diámetro interior:** es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.

$$D_i = (D_p - 2l) \text{ (Ecuación 7)}$$

- **Pie del diente (l):** también se conoce con el nombre de *dedendum*. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.

$$l = (1.167 \times m) \text{ (Ecuación 8)}$$

- **Cabeza del diente (L):** también se conoce con el nombre de *adendum*. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.

$$L = m \text{ (Ecuación 9)}$$

- **Flanco:** es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.
- **Altura del diente (h):** es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum).

$$h = L + l \text{ (Ecuación 10)}$$

- **Angulo de presión:** el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° ó 25° son los ángulos normalizados).
- **Largo del diente:** es la longitud que tiene el diente del engranaje
- **Distancia entre centro de dos engranajes (A):** es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.

$$A = ((D_p + d_p) \div 2) = ((N + n) \div 2) \times m \text{ (Ecuación 11)}$$

- **Relación de transmisión (R_t):** es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. La R_t puede ser reductora de velocidad o multiplicadora de velocidad. [6]

$$R_t = (N_2 \div N_1) = (w_1 \div w_2) \text{ (Ecuación 12)}$$

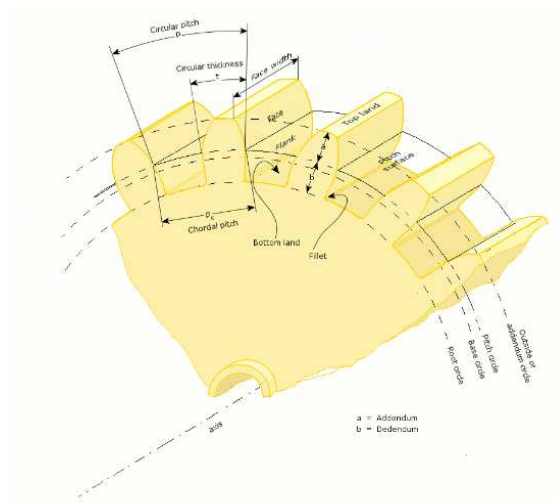


Figura 14. Relación de transmisión. URL: <http://upload.wikimedia.org>. Enero 2009

1.6.2 Sistema de Tornillo Sin Fin y Corona

Se profundiza en este sistema; ya que es, con el que se trabajara para el desarrollo del proyecto.

Es un mecanismo diseñado para transmitir grandes esfuerzos, y como reductores de velocidad aumentando la potencia de transmisión. Generalmente trabajan en ejes que se cortan a 90°. Tiene la desventaja de consumir en rozamiento una parte importante de la potencia. En las construcciones de mayor calidad la corona está fabricada de bronce y el tornillo sin fin, de acero templado con el fin de reducir el rozamiento. Este mecanismo si transmite grandes esfuerzos es necesario que esté muy bien lubricado para matizar los desgastes por fricción.

El número de entradas de un tornillo sin fin suele ser de una a ocho.

Con el fin de convertir el punto de contacto en una línea de contacto y así distribuir mejor la fuerza a transmitir, se suelen fabricar como corona una rueda helicoidal y hacer el tornillo sin fin glóbico, de esta manera se consigue aumentar el números de dientes que están en contacto. **[6]**

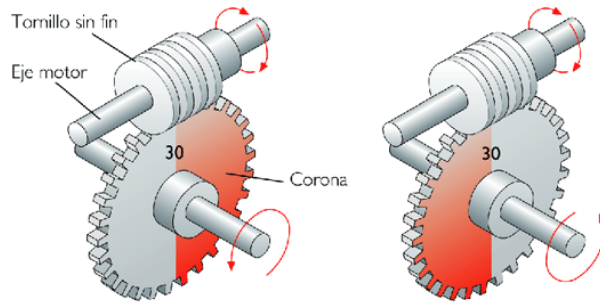


Figura 15. Sistema de transmisión tornillo sin fin- corona. URL:
<http://www.kalipedia.com>. Enero 2009

Aparte de las características básicas de un engranaje, este sistema de transmisión debe de cumplir con otros parámetros de diseño; tales como:

- **Avance (L):** El avance de un sinfín es la distancia axial que recorrería un punto del sinfín cuando este gira a una revolución.

$$L = N_w \times P_x \text{ (Ecuación 13)}$$

- **Angulo de avance (γ):** Es el que se forma entre la tangente de la rosca del sinfín y la línea perpendicular del eje del mismo.

$$\tan \gamma = (L \div (\pi \times D_w)) \text{ (Ecuación 14)}$$

- **Velocidad de la línea de paso (v_t):** Es la velocidad lineal de un punto en la línea de paso del sinfín o de la corona.

$$v(tw) = ((\pi \times D_w \times n_w) \div 12) \text{ pies/min (Ecuación 15)}$$

$$v(tg) = ((\pi \times D_g \times n_g) \div 12) \text{ pies/min (Ecuación 16)}$$

- **Angulo de presión (α):** La mayoría de estos sistemas se fabrican con ángulos de presión de 14,5°, 20°, 25° o 30°. Los ángulos de presión pequeños se usan con sinfines que tienen poco ángulo de avance o paso diametral pequeños. Para mayores ángulos de avance, y con mayores pasos diametrales; se usan ángulos de presión de 20° y 25°.

$$\tan(\theta_n) = \tan(\theta_t) \times \cos(\gamma) \text{ (Ecuación 17)}$$

- **Sistema para auto bloqueó:** Es la condición en que el tornillo sinfín impulsa a la corona, pero si se aplica un par torsional al eje de la corona, el sinfín no gira. La acción de bloqueo se produce con la fuerza de fricción entre las roscas del sinfín y los dientes de la corona, y depende mucho del ángulo de avance. Se recomienda que el ángulo de avance no sea mayor de aproximadamente 5°. Para este ángulo de avance, se suele necesitar el uso de un sinfín con una sola rosca.
- **Coeficiente de fricción (μ):** Juega un papel muy importante en el funcionamiento, porque tiene un contacto de deslizamiento entre las roscas del tornillo sinfín y los dientes de la corona. El coeficiente de fricción depende de los materiales usados, el lubricante y la velocidad de deslizamiento.
- **Fuerza de fricción (Wf):** Actúa en dirección paralela a la cara de las roscas del tornillo sinfín, y depende de la tangencial sobre el engranaje, el coeficiente de fricción y la geometría de los dientes.

$$Wf = (\mu \times Wtg) \div ((\cos \gamma) \times (\cos \theta n)) - (\mu \times \sin \gamma) \text{ (Ecuación 18)}$$
- **Potencia de entrada (Pi):** La potencia de entrada es la suma de la potencia de salida y la pérdida de potencia por fricción.

$$Pi = Po + PL \text{ (Ecuación 19)}$$
- **Eficiencia (η):** Se define como la relación entre la potencia de salida y la potencia de entrada. [7]

$$\eta = (Po \div Pi) \text{ (Ecuación 20)}$$

1.6.3 Transmisión de potencia por correa

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (correa) transmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas:

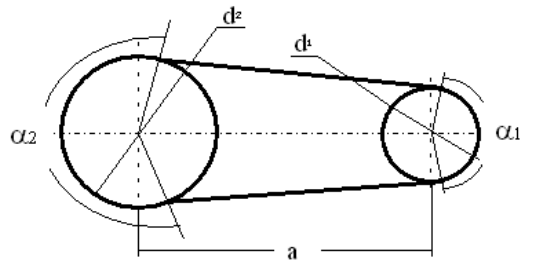


Figura 16. Transmisión de potencia por correa. URL: <http://www.elprisma.com>.

Enero 2009

En la figura 15 son identificados los parámetros geométricos básicos de una transmisión por correas, siendo:

- 1 - Polea menor.
- 2 - Polea mayor.
- α_1 - Ángulo de contacto en la polea menor.
- α_2 - Ángulo de contacto en la polea mayor.
- a - Distancia entre centros de poleas.
- d_1 - Diámetro primitivo de la polea menor.
- d_2 - Diámetro primitivo de la polea mayor.

Durante la transmisión del movimiento, en un régimen de velocidad uniforme, el momento producido por las fuerzas de rozamiento en las poleas (en el contacto correa-polea) será igual al momento motriz en el árbol conductor y al del momento resistivo en el árbol conducido. Cuanto mayor sea el tensado, el ángulo de contacto entre polea y correa, y el coeficiente de rozamiento, tanto mayor será la carga que puede ser transmitida por el accionamiento de correas y poleas.

Como puede ser comprendido, la transmisión por correa clasifica dentro de las transmisiones mecánicas con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico, para dar continuidad al movimiento, la transmisión por rozamiento con un enlace flexible entre el elemento motriz y el movido. Esta particularidad le permite algunas ventajas que posibilitan recomendar las transmisiones por correas en usos específicos, como son:

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.

- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la polea.
- Diseño sencillo.
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.

Los inconvenientes principales de la transmisión por correa, que limitan su empleo en ciertos mecanismos y accionamientos son:

- Grandes dimensiones exteriores.
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.
- Vida útil de la correa relativamente baja. **[13]**

1.6.4 Transmisión por cadena

Este mecanismo es un método de transmisión muy utilizado porque permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, que estén bastante separados.

Se emplea en sustitución de los reductores de velocidad por poleas cuando lo importante sea evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión (en este caso una cadena).

El mecanismo consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos conductor y conducido.

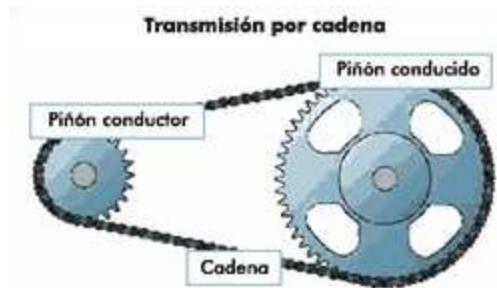


Figura 17. Transmisión por cadena. URL: <http://hivimar.mailboost.net>. Enero 2009

Las cadenas empleadas en esta transmisión suelen tener libertad de movimiento solo en una dirección y tienen que engranar de manera muy precisa con los dientes de los piñones. Las partes básicas de las cadenas son: placa lateral, rodillo y pasador. Las ruedas dentadas suelen ser una placa de acero sin cubo (aunque también las hay de materiales plásticos).

Para la relación de transmisión valen las ecuaciones de las ruedas dentadas

Las ventajas de este sistema, son los beneficios sustanciales respecto al sistema correa-polea, pues al emplear cadenas que engranan en los dientes de los piñones se evita el deslizamiento que se producía entre la correa y la polea. Igualmente, mantiene la relación de transmisión constante (pues no existe deslizamiento) incluso transmitiendo grandes potencias entre los ejes (caso de motos y bicicletas), lo que se traduce en mayor eficiencia mecánica (mejor rendimiento). Además, las cadenas no necesitan estar tan tensas como las correas, lo que se traduce en menores averías en los rodamientos de los piñones.

Presenta el inconveniente de ser más costoso, más ruidoso y de funcionamiento menos flexible, al no permitir la inversión del sentido de giro ni la transmisión entre ejes cruzados; además necesita una lubricación (engrase) adecuada.

Existen transmisiones por cadena de doble o más líneas; siendo utilizadas según el grado de esfuerzo que se presente en la transmisión. [6]

1.7 ACOPLES

Los acoplamientos mecánicos son usualmente designados en tener una entrada, y producir una salida, alterando el movimiento, velocidad, aceleración, y aplicando una ventaja mecánica.

1.7.1 Acoples rígidos

Se diseñan para unir firmemente dos ejes entre si, para que no pueda haber movimiento relativo entre ellos. Este diseño es conveniente para ciertos tipos de equipos, donde se necesita y se puede dar un alineamiento preciso de dos ejes.

Los acoplamientos rígidos solo se deben usar cuando el alineamiento de los ejes se pueda mantener con mucha exactitud, no solo en el momento de la instalación, sino también durante el funcionamiento de las maquinas. Si existe desalineamiento angular, radial o axial apreciables, se inducirán esfuerzos difíciles de calcular, los cuales pueden causar la temprana falla por fatiga en los ejes.

Algunos de los acoples rígidos son: La brida y el cilíndrico. [7]

1.7.2 Acoples flexibles

Se diseñan para transmitir par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permitir cierto desalineamiento axial, radial y angular. La flexibilidad es tal que cuando se produce el desalineamiento, piezas del acoplamiento se mueven con poca o ninguna resistencia. En consecuencia no se desarrollan esfuerzos axiales o flexiónate apreciables en el eje.

Algunos de los acoples flexibles son: Por cadena, el Ever- Flex, el Grid- Flex, por engranajes, el de Fuelle, el Para- Flex y el Dynaflex. [7]

1.8 METODOS PARA FIJACION DE ELEMENTOS EN LOS EJES

1.8.1 Cuña: Es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema del eje. Se instala en una ranura axial, maquinada en el eje, llamada

cuñero. Se hace una ranura similar en el cubo del elemento transmisor de potencia, llamado asiento de cuña.

- 1.8.2 Estrías:** Se puede decir que las estrías son una serie de cuñas axiales, maquinadas en un eje, con sus correspondientes ranuras maquinadas en el barreno de la parte acoplada. Transmiten el par torsional del eje al elemento acoplado, de forma uniforme. Las estrías están integradas al eje por lo que no puede haber movimiento relativo, como si lo hay entre una cuña y el eje. Se maquina con precisión, y se obtienen un ajuste controlado entre las estrías internas y externas correspondientes.

Las estrías pueden ser de lados rectos o de involuta.

- 1.8.3 Conexión poligonal de cubo y eje:** Se emplea formas poligonales especiales correspondientes, para transmitir par torsional sin cuñas ni estrías. Se pueden producir en tamaños de eje desde 0.188 hasta 8 pulgadas. A la configuración de tres lados se le llama perfil P3; a la de cuatro, perfil PC4. Otorga al sistema un fácil armado.

- 1.8.4 Buje cónico partido:** Usa una cuña para transmitir el par torsional. El lugar axial en el eje se obtiene por la acción de sujeción de un buje partido, con una pequeña conicidad en su superficie externa. Cuando el buje se introduce en un cubo acoplado, con un conjunto de tornillos de cabeza, el buje queda en contacto firme con el eje, para sujetar el conjunto en la posición axial correcta. La pequeña conicidad asegura el ensamble en su lugar.

- 1.8.5 Prisioneros:** Es un tornillo que se introduce radialmente en un cubo, para descansar en la superficie exterior de un eje. La punta del prisionero es palan, ovalada, cónica. Ahuecada o con alguna otra forma patentada. Oprime al eje o penetra un poco en su superficie. Así, el prisionero transmite el par torsional por la fricción entre su punta y el eje, o por la resistencia de su material de corte.

- 1.8.6 Cono y tornillo:** Al montarse en el extremo de un eje, se puede asegurar el elemento que transmite la potencia con un tornillo y una arandela. El cono produce una buena concentricidad y una capacidad moderada de transmisión de par torsional. La inclusión de una cuña que descansa sobre un cuñero maquinado

en dirección paralela al cono, aumenta mucho la capacidad de transmisión de par torsional y aseguran un alineamiento positivo.

1.8.7 Montaje en prensa: Si el diámetro del eje es mayor que el diámetro del barreno acoplado, se obtiene un ajuste de interferencia. La presión que resulta entre el eje y el cubo permite transmitir el par torsional, y depende del grado de interferencia.
[7]

1.9 AJUSTES DE INTERFERENCIA

Son aquellos en los que el miembro interior es mayor que el exterior, y requieren aplicación de una fuerza en el ensamble. Existe algo de deformación de las piezas después de ensamblarlas, y en las superficies acopladas existe presión.

Los ajustes forzados se diseñan para tener una presión controlada entre las piezas acopladas en todo el intervalo de tamaños para una determinada clase. Se usa siempre que la junta deba transmitir pares torsionales o fuerzas. En lugar de armarlas con aplicación de una fuerza, los mismos ajustes se obtienen con ajustes de contracción, donde se calienta un miembro para dilatarlo o expandirlo, mientras que el otro permanece fría.

1.9.1 Ajustes forzados

Se definen cinco clases de ajustes forzados:

- 1- FN1 (Ajuste a presión ligera):** Solo se requiere una ligera presión para ensamblar las piezas acopladas. Se realiza en piezas frágiles, y donde no se deben transmitir grandes fuerzas a través de la junta.
- 2- FN2 (Ajuste a presión media):** Clase de propósito general.
- 3- FN3 (Ajuste a alta presión):** Se realiza en piezas pesadas de acero.
- 4- FN4 (Ajuste forzado):** Se realiza en conjuntos de gran resistencia, donde se requieran las grandes presiones causadas.
- 5- FN5 (Ajuste forzado):** Parecido al FN4, pero para mayores presiones.

En las piezas de tamaños grandes tamaños y peso, se aconseja un ajuste por contracción. [7]

1.10 EJES

Un eje o árbol; es un miembro rotatorio o estacionario, el cual tiene usualmente una sección transversal circular mucho más pequeña en el diámetro que en su longitud misma y tiene montados elementos transmisores de potencia, tales como engranajes, poleas, bandas, cadenas, levas, volantes, manivelas, ruedas dentadas y cojinetes de elementos rodantes. La carga en el eje puede ser de varias combinaciones de flexión; de torsión; de cortante de choque, axial, normal o transversal.

Con frecuencia en las aplicaciones prácticas el eje puede ser escalonado en vez de tener un diámetro constante. [8]

1.10.1 Carga estática

Para el diseño de ejes, se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje o el factor de seguridad para un diseño específico. [8]

1. 10.1.1 Ejes solo sometidos a flexión y a torsión: Algunos ejemplos de ejes que solo están sometidos a flexión y a torsión están los que sostienen engranajes rectos, poleas en V o ruedas de cadenas. La potencia transmitida causa la torsión, y la fuerza transversal sobre los elementos causan flexión. En el caso general, las fuerzas transversales no actúan en el mismo plano. En esos casos, se preparan primero los diagramas de momento flexionante para dos planos perpendiculares. Después, se determine el momento flexionante resultante en cada punto de interés. [7]

1.10.1.2 Teoría de la distorsión (DET): Las siguientes ecuaciones de la DET predice el diámetro más pequeño donde la falla empezara a ocurrir. [8]

$$d = \sqrt[3]{\left((32 \times n_s) \div (\pi \times S_y)\right) \times \sqrt{M^2 \times ((3 \div 4) \times T^2)}} \text{ (Ecuación 21)}$$

Si el diámetro del eje se conoce y el factor de seguridad es una incógnita, se debe utilizar:

$$n_s = (\pi \times d^3 \times S_y) \div (32 \times \sqrt{M^2 + ((3 \div 4) \times T^2)}) \text{ (Ecuación 22)}$$

1.11 SISTEMA DE REFRIGERACION

Un sistema de refrigeración eficiente minimiza las pérdidas de materias primas y materiales en proceso, disminuye el desperdicio, evita el reproceso y reduce la contaminación con residuos sólidos, vapores y olores. Así mismo, disminuye el consumo de combustible, agua y energía. Indirectamente, garantiza menos mantenimiento de la maquinaria y reducción en las pérdidas de tiempo y los costos operativos. [9]

El sistema de refrigeración utilizado en el laboratorio de plantas térmicas de la UPB, está compuesto principalmente por dos intercambiadores de calor de casco y tubo y una torre de enfriamiento. La cual retorna el agua del proceso a temperatura ambiente.

El sistema se subdivide para ser utilizado con dos procesos diferentes:

- Cuando se trabaja con la turbina; el vapor que proviene de la salida de la misma, es condensado en el intercambiador de casco y tubo, de 1 metro de longitud. Y el agua condensada es almacenada en un tanque para ser reutilizada en la caldera.
- Cuando no se trabaja con la turbina, el vapor que proviene del sobrecalentador es obligado a pasar por una válvula que reduce la presión; luego a pasar por los dos intercambiadores de calor de casco y tubo (De 0.5m y 1m, respectivamente), implementados en el sistema de enfriamiento. Y el agua condensada es almacenada en un tanque para ser reutilizada en la caldera.

El agua, el cual se utiliza como refrigerante del sistema; es obligado a pasar por los dos intercambiadores de calor, independientemente al sistema que se utilice.

Un sistema de refrigeración puede estar implementado por alguno de los siguientes equipos.

1.11.1 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor transfieren energía térmica a partir de un líquido (o de gas) a otro líquido (o a gas) sin mezclar los dos. [11]

La aplicación se da en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia. Recuperación de calor por desecho y algunos procesos químicos. [12]

1.11.1.1 Intercambiador de casco y tubo: Hay varias configuraciones de intercambiadores de calor de casco y tubo incluyendo diseños como: doble tubo, de tubos en "u", recto, espiral, y aletado. El de doble tubo es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contra flujo y flujo paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contra flujo los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos.

El diseño del tubo en forma de "u" consiste en los tubos rectos doblados en forma de U, el haz de tubos es empotrado con tubos de soporte o reguladores de flujo dependiendo del fluido exterior de los tubos. El montaje de tubos es colocado en la carcasa que contiene el fluido fuera del haz de tubos. En la carcasa se atornilla un cabezal para dirigir el fluido dentro del haz de tubos.

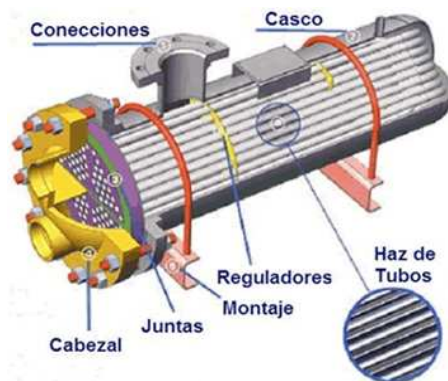


Figura 18. Intercambiador de calor de casco y tubos. URL: <http://www.refrigeracionindustrial.com>. Enero 2009

1.11.2 Torre de enfriamiento

Es una máquina capaz de enfriar eficientemente grandes volúmenes de agua, poniéndola en contacto con aire atmosférico. Un pequeño porcentaje del agua es evaporado, expulsando consigo el calor a la atmósfera, como aire caliente y húmedo.

1.11.2.1 Tipos de torres de enfriamiento: Existen varios tipos de torres: las primeras fueron las "atmosféricas", voluminosas y de bajo rendimiento, desprovistas de ventilador o motor. Las de tiro mecánico, provistas de ventiladores y motores, son las más comunes, y pueden ser de **TIRO FORZADO** (con ventiladores inyectando aire en su parte baja), o de **TIRO INDUCIDO** (con los ventiladores expulsando aire en su parte alta). Las hiperbólicas, de tamaño gigantesco, se han usado en plantas de energía nuclear.

1.12 CIRCUITOS ELECTRONICOS

Se denomina circuito eléctrico a una serie de elementos o componentes eléctricos o electrónicos, tales como resistencias, inductancias, condensadores, fuentes, y/o dispositivos electrónicos semiconductores, conectados eléctricamente entre sí con el propósito de generar, transportar o modificar señales electrónicas o eléctricas.

1.13 FUENTES DE ALIMENTACION

En electrónica, una fuente de alimentación es un circuito que convierte la tensión alterna de la red industrial en una tensión prácticamente continua.

Constan de tres o cuatro etapas:

- sección de entrada: compuesta principalmente por un rectificador, también tiene elementos de protección como fusibles, varistores, etc.
- regulación: su misión es mantener la salida en los valores prefijados.
- salida: su misión es filtrar, controlar, limitar, proteger y adaptar la fuente a la carga a la que esté conectada.

Este tipo de fuentes pueden ser tanto lineales como conmutadas.

Las fuentes lineales siguen el esquema: transformador, rectificador, filtro, regulación y salida. En primer lugar el transformador adapta los niveles de tensión y proporciona aislamiento galvánico. El circuito que convierte la corriente alterna en continua se llama rectificador, después suelen llevar un circuito que disminuye el rizado como un filtro de condensador. La regulación se consigue con un componente de disipación regulable. La salida puede ser simplemente un condensador.

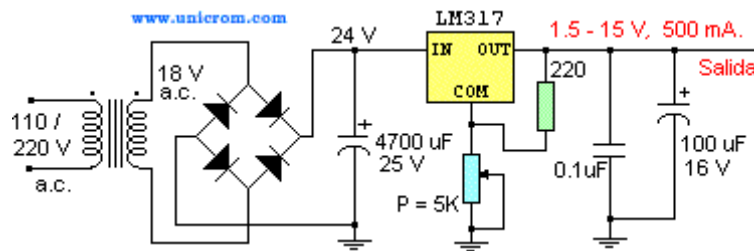


Figura 19. Prototipo de una fuente de alimentación. URL: <http://www.unicrom.com>.

Enero 2009

Las fuentes conmutadas tienen por esquema: rectificador, conmutador, transformador, otro rectificador y salida. La regulación se obtiene con el conmutador, normalmente un circuito PWM (*Pulse Width Modulation*) que cambia el ciclo de trabajo. Aquí las funciones del transformador son las mismas que para fuentes lineales pero su posición es diferente. El segundo rectificador convierte la señal alterna pulsante que llega del transformador en un valor continuo. La salida puede ser también un filtro de condensador o uno del tipo LC.

Las ventajas de las fuentes lineales son una mejor regulación, velocidad y mejores características EMC. Por otra parte las conmutadas obtienen un mejor rendimiento, menor coste y tamaño. **[10]**

2 DISEÑO CONCEPTUAL

2.4 DISEÑO PRIMARIO

Inicialmente, el sistema de la válvula de control se realizaría con una válvula tipo globo, un motor paso a paso y un sistema de transmisión de engranajes rectos. Donde regularían el caudal de paso, con la exactitud necesaria para cada posición determinada.

2.4.1 Válvula tipo globo: Otorgaría al sistema de refrigeración una regulación constante, entre el 10% y 100% de apertura. No se trabajaría totalmente cerrada, debido al desgaste que produciría el obturador en el asiento.

2.4.2 Motor paso a paso: Inicialmente se pensó en utilizar un motor paso a paso, para otorgar al sistema de transmisión de potencia, la exactitud correspondiente para cada punto de posicionamiento en el vástago de la válvula; es decir, que la apertura en la válvula fuera lo más exacta posible. Esto sería posible, ya que el funcionamiento interno del motor se basa en giros, con un ángulo fijo.

2.4.3 Transmisión de engranajes rectos: Inicialmente se pensó en realizar el sistema de transmisión de potencia por engranajes rectos (Sistemas simples y compuestos). Empezaría con una transmisión simple, con una relación de velocidad de 0.5; desde el motor al eje 2. Este transmitiría movimiento al eje del potenciómetro con una relación de velocidad de 1.72; igualmente, al eje del vástago de la válvula, con una relación de velocidad de 2.

2.4.4 Programación del LOGO: Inicialmente se realiza la programación del Logo, con dos entradas análogas, las cuales provienen de los potenciómetros. Igualmente, se instalarían dos salidas análogas, las cuales controlarían el posicionamiento del motor; por medio de convertidor de señal. El cual, convertiría la señal de salida del logo (0-10 voltios), a un voltaje determinado para ejercer movimiento en el motor.

2.4.5 Estructura: Las dimensiones de la estructura es directamente proporcional a las dimensiones del sistema de transmisión de potencia; por tal razón, no se obtienen medidas exactas desde el inicio del proyecto.

La estructura es la encargada de acoplar el sistema de transmisión de potencia y montarlo de forma práctica sobre el cuerpo de la válvula.

Inicialmente se piensa que el material conveniente para su construcción es con lamina cold roy, de 2 mm de espesor.

2.4.6 Circuito electrónico: Inicialmente se piensa en realizar dos tipos de circuitos electrónicos; uno para la fuente de alimentación del motor pasó a pasó y el otro para el control de posicionamiento del mismo.

2.5 DISEÑO BASICO:

Los cambios realizados al diseño primario se hicieron algunos por mejoramientos para el desempeño de la válvula de control; y otros, por altos costos en algunos implementos.

El nuevo diseño conceptual implemento una válvula de compuerta o cortina, un motor DC de 19 voltios y un sistema de transmisión de potencia tornillo sin fin- corona.

2.5.1 Válvula de compuerta o cortina: Las características de trabajo de esta válvula son de máxima de 120 °C y 16 bar. Y aunque no sea utilizada para regular el caudal de paso, por presentar altas perdidas; se acomoda a los parámetros de trabajo, del sistema de refrigeración.



Foto 1. Válvula de compuerta. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

2.5.2 Motor DC: Es un motor que trabaja a 19 voltios, a 2600 RPM y máximo 2 amperios; proporcionando un torque de 0.14 Nm, capacidad de trabajar en los dos sentidos de giro. Facilita la utilización del sistema de transmisión de potencia tornillo sin fin- corona.



Foto 2. Motor de Toshiba. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

2.5.3 Sistema de transmisión de potencia tornillo sin fin- corona: El sistema amplifica la potencia de salida del motor en un 44.86. Igualmente, trabaja como reductor de velocidad. Proporcionando, un torque de 3.14 Nm y una velocidad de 3.889 rad/s.

2.5.4 Programación del LOGO: Al realizarse modificaciones en la implementación de instrumentos por falta de presupuesto; modifiqué la programación del Logo, desarrollándola de forma más sencilla; implementando solo dos entradas análogas y los cuatro contactores.

2.5.5 Acoples: Al cambiar el sistema de transmisión de potencia, se necesito la implementación de acoples para unión del eje del tornillo sinfín al motor. Otro para unir el eje de la corona con el vástago de la válvula. También, para unir un engranaje recto con el potenciómetro y otro para facilitar el montaje del tornillo sinfín en el eje respectivo.

2.5.6 Estructura metálica: La estructura se realizo con la implementación de lamina de 1/8" de cold roy, ángulos de $\frac{3}{4} \times \frac{3}{4} \times \frac{1}{8}$ " y varillas cuadradas de 5/17".

Para armar la estructura, se presentan dos tipos de uniones:

- Fijas: A través de soldadura # 6013, 33.
- Desmontables: A través de tornillos de roscas y tuercas de M4.

Es un diseño sencillo, el cual permite acoplar el sistema de transmisión de potencia en un nivel deferente a la parte electrónica; y de igual forma, ser acoplado sobre la válvula de compuerta, realizando un ajuste exacto sin ocupar tanto espacio y peso ligero.

2.2.7 Circuitos electrónicos: Los circuitos electrónicos fueron diseñados para convertir un voltaje de 120v de CA a 10v y CC, el cual alimenta el circuito que regula la entrada de voltaje (Señal), al logo; por medio de los potenciómetros. No se necesita un circuito para alimentar el motor, ya que se realiza por la fuente del Logo.

2.3 DISEÑO DETALLADO

2.3.1 Sistema de transmisión de potencia tornillo sinfín- corona:

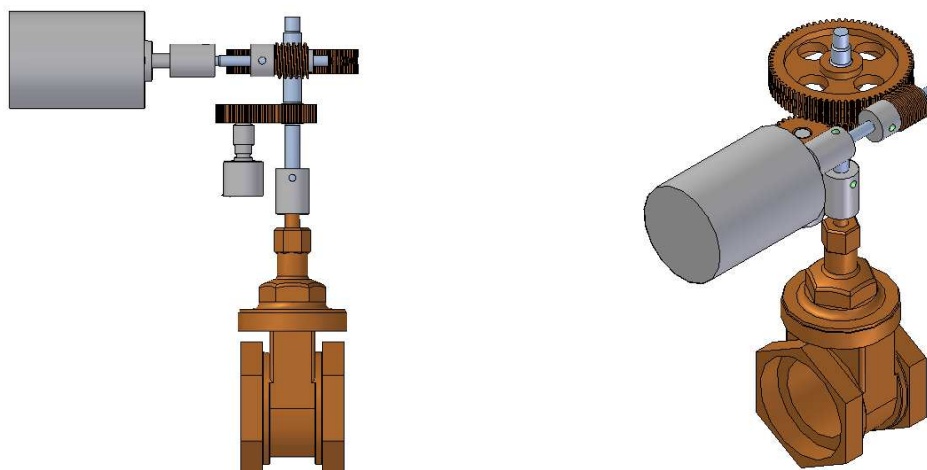


Figura 20. Diseño del sistema de transmisión de potencia. Álvarez, Pablo. Enero 2009

En la grafica #20; se puede observar el terminado final del sistema de transmisión de potencia.

Los cálculos del sistema de transmisión de potencia, son los siguientes.

2.3.1.1 Fuerzas en el sistema sinfín- corona:

	Material	# de Dientes	De (mm)	Dp (mm)	Paso	Modulo
Tornillo sinfín	Baquelita	1	72	70	3.1416	1
Corona	Bronce fosforado	70	20	18	3.1416	1

Tabla 1, Características principales del sistema tornillo sinfín- corona

- $Rt = (70 \div 1) = 70$
- $w(t) = 271.43 \text{ rad/seg}$
- $w(c) = (w(t) \div Rt) = 3.877 \text{ rad/seg}$
- $\text{Angulo de avance } (L) = 3.179$
- $\text{Angulo de presión } (\alpha) = 14.5^\circ$
- $\text{Velocidad Lineal } (Vtg) = ((\pi \times Dp \times RPM) \div 12) = 26.8 \text{ pies/min}$
- $\text{Velocidad de deslismiento } (Vs) = (Vtg \div \text{sen}(\gamma)) = 483.27 \text{ pies/min}$

- *Coeficiente de fricción* (μ) = 0.03
- *Potencia de entrada* (P_i) = 19 watts
- *Potencia de salida* (P_o) = 12.17 watts
- *Eficiencia* $\left(\frac{P_o}{P_i}\right)$ = 0.64
- *Torque de salida* (T_o) = $(P_o \div \omega(c)) = 3.139 \text{ Nm}$
- *Fuerza tangencial en la corona* (W_{tg}) = $(2T_o \div D_c) = 89.7 \text{ N}$
- *Fuerza de empuje sobre la corona* (W_{xg}) =
 $W_{tg}((\cos(\alpha) \times \sin(\gamma)) + (\mu \times \cos(\gamma))) \div ((\cos(\alpha) \times \cos(\gamma)) - (\mu \times \sin(\gamma))) = 81.5 \text{ N}$
- *Fuerza radial sobre la corona* (W_{rg}) =
 $W_{tg}((\sin(\alpha)) \div ((\cos(\alpha) \times \cos(\gamma)) - (\mu \times \sin(\gamma)))) = 23.3 \text{ N}$

2.3.1.2 Esfuerzos en los dientes del tornillo sinfín y corona:

El esfuerzo flexionante calculado, corresponde a los dientes de la corona:

- $\sigma = W(d) \div (y \times F \times p(n)) = 22.498 \text{ KPA}$ (Ecuación 23)
- $Wd = (W_{tg} \div K_v) = 91.72 \text{ N}$ (Ecuación 24)
- $K_v = 1200 \div (1200 + V_{tg}) = 0.978$ (Ecuación 25)
- $y = 0.1$
- $F = 0.013 \text{ m}$
- $P_n = P \times \cos \gamma = 3.136$

$W(d)$ = Carga dinámica de los dientes de la corona.

Y = Factor de forma de Lewis.

F = Ancho de la cara de la corona.

$P(n)$ = Paso circular de la corona.

- El esfuerzo calculado se compara con el del material:

$$22.498 \text{ KPA} \ll 150 \text{ MPa}$$

2.3.1.3 Esfuerzo en los engranajes rectos:

- $\sigma(t) = (W(t) \times P(d)) \div (F \times J)$ (Ecuación 26)
- $\sigma(t) = 71.41 \text{ KPSI} = 12.51 \text{ KPA}$

$W(t)$ = Fuerza tangencial

J = Factor de geometría

$P(d)$ = Paso diametral del diente

F = Ancho de la cara del diente

- El esfuerzo calculado se compara con el del material:

$$12.52 KPA \ll 152 MPa$$

2.3.1.4 Esfuerzo en el eje del tornillo sinfín:

- Diagrama de fuerzas (3D)

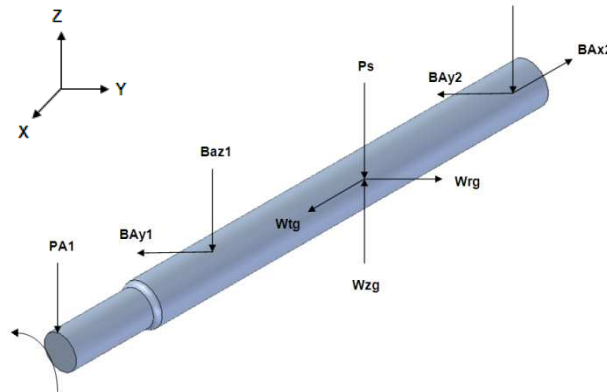


Figura 21. Diagrama de fuerzas (3D), eje del tornillo sinfín. Álvarez. Pablo. Enero 2009

- Fuerzas equivalentes al plano (z-x)

$$P_s = 0.49 N$$

$$PA_z = 0.51 N$$

$$\in MB_{Az1} = (0.033m PA_z) - (0.026m \times P_s) + (0.026m \times W_{tg}) - (0.04m \times B_{Az2}) = 0$$

$$B_{Az2} = 53.08 N$$

$$\in F_z = -PA_z - B_{AZ1} - P_s + W_{xg} - B_{Az2} = 0$$

$$B_{Az1} = 27.423 N$$

$$\in F_x = W_{tg} = B_{Ay1}$$

Plano del momento cortante:

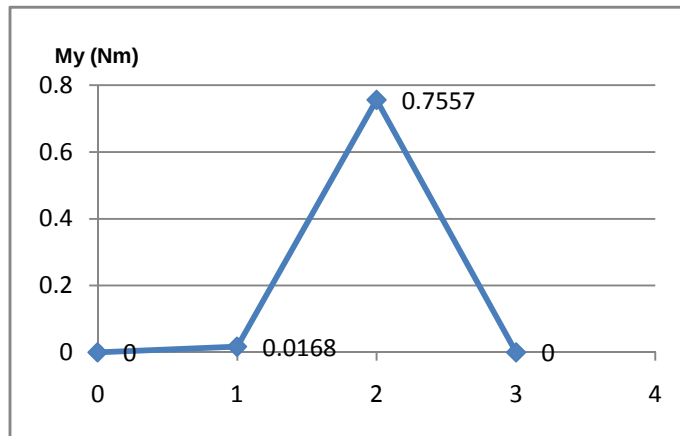


Grafico 1. Plano del momento cortante (z-x). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

- Fuerzas equivalentes al plano (x-y)

$$\in M_{Ay1} = (B_{Ay2} \times 0.04m) - (0.026m \times Wrg) = 0$$

$$B_{Ay2} = 15.14N$$

$$\in F_y = (-B_{Ay1}) + Wrg - B_{Ay2} = 0$$

$$B_{Ay1} = 8.15N$$

Plano del momento cortante:

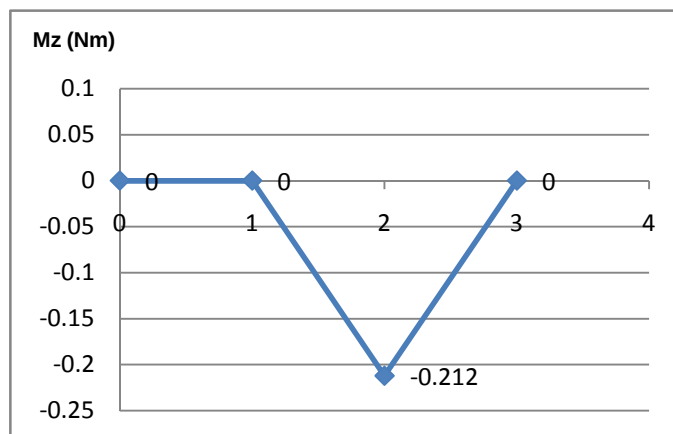


Grafico 2. Plano del momento cortante (x-y). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

Plano de momento de torsión:

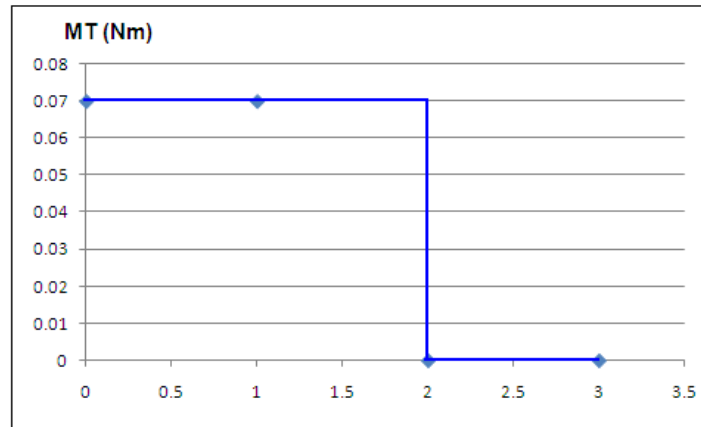


Gráfico 3. Plano del momento de torsion. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

2.3.1.5 Esfuerzo en el eje de la corona:

- Diagrama de fuerzas (3D)

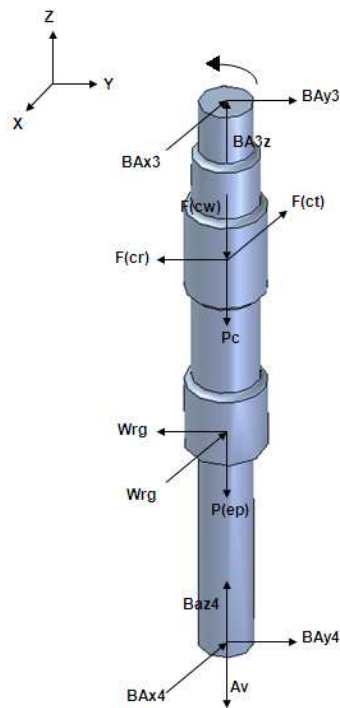


Figura 22. Diagrama de fuerzas (3D), eje de la corona. Álvarez. Pablo. Enero 2009

- Fuerzas equivalentes al plano (x-z)

$$P_c = 0.796N$$

$$P_{ep} = 0.49N$$

$$A_v = 0.58N$$

$$F(ct) = Wtg$$

$$F(et) = 1.6N$$

$$\in MB_{Ax3} = (0.025m \times F(ct)) + (0.054m \times F(et)) - (0.0945m \times B_{Ax4})$$

$$B_{Ax4} = 25.33N$$

$$\in F_x = B_{Ax3} - F(ct) - F(et) + B_{Ax4} = 0$$

$$B_{Ax3} = 65.97N$$

Plano del momento cortante:

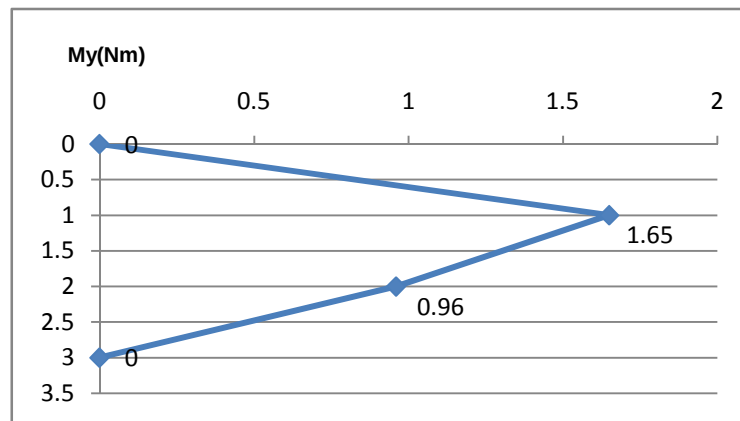


Grafico 4. Plano del momento cortante (x-z). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

- **Fuerzas equivalentes al plano (z-y)**

$$F(cr) = Wrg$$

$$F(er) = 0.414N$$

$$\in MB_{Ay3} = (0.0945m \times B_{Ay4}) - (0.025m \times F(cr)) - (0.054m \times F(er)) = 0$$

$$B_{Ay4} = 6.4N$$

$$\in F_y = B_{Ay3} - F(cr) - F(er) + B_{Ay4} = 0$$

$$B_{Ay3} = 17.314N$$

Plano del momento cortante:

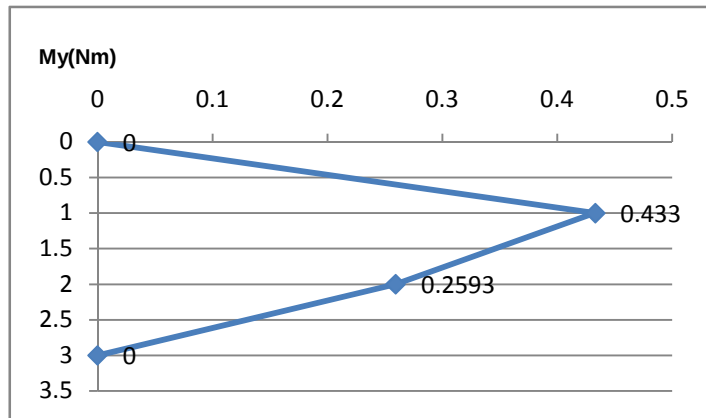


Gráfico 5. Plano del momento cortante (z-y). ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

Plano de momento de torsión:

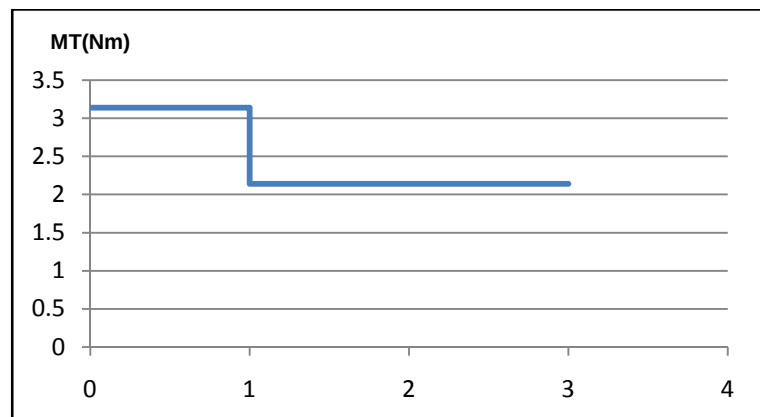


Gráfico 6. Plano del momento de torsión. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

2.3.1.6 Diámetro mínimo del eje del tornillo sinfín, según los esfuerzos:

$$d = \sqrt[3]{\left((32 \times n_s) \div (\pi \times S_y) \right) \times \sqrt{M^2 \times ((3 \div 4) \times T^2)}}$$

$$d = \sqrt[3]{\left((32 \times 2) \div (\pi \times S_y) \right) \times \sqrt{0.765^2 \times ((3 \div 4) \times 0.07^2)}}$$

$$d = 0.00422 \text{ m} = 4.22 \text{ mm}$$

- El diseño del eje se realizo con un diámetro mínimo de 5 mm por lo tanto otorga un factor de seguridad de:

$$n_s = (\pi \times d^3 \times S_y) \div (32 \times \sqrt{M^2 + ((3 \div 4) \times T^2)})$$

$$n_s = 3.32$$

n_s = Factor de seguridad

S_y = Resistencia a la fluencia del material

M= Momento máximo

T=Torque máximo

2.3.1.7 Diámetro mínimo del eje de la corona, según los esfuerzos:

$$d = \sqrt[3]{((32 \times n_s) \div (\pi \times S_y)) \times \sqrt{M^2 \times ((3 \div 4) \times T^2)}}$$

$$d = \sqrt[3]{((32 \times 2) \div (\pi \times S_y)) \times \sqrt{1.65^2 \times ((3 \div 4) \times 3.13^2)}}$$

$$d = 0.00681m = 6.81mm$$

- El diseño del eje se realizo con un diámetro mínimo de 8 mm por lo tanto otorga un factor de seguridad de:

$$n_s = (\pi \times d^3 \times S_y) \div (32 \times \sqrt{M^2 + ((3 \div 4) \times T^2)})$$

$$n_s = 3.25$$

2.3.1.8 Esfuerzo en el acople del motor – con el eje del tornillo sinfín:



Foto 3. Acople de motor. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

$$\tau = ((T \times c) \div J) \text{ (Ecuación 27)}$$

$$J = (\pi \div 32) \times (D^4 - d^4) \text{ (Ecuación 28)}$$

$$J = 1.024 \times 10^{-8}$$

$$\tau = 61.993 \text{ KPA}$$

T= Torque máximo

c= Radio de la superficie exterior

J= Momento polar de inercia

2.3.1.9 Esfuerzo en el acople del potenciómetro:



Foto 4. Acople del potenciómetro. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

$$J_1 = 1.018 \times 10^{-8}$$

$$\tau_1 = 17.681 \text{ KPA}$$

$$J_2 = 8.545 \times 10^{-10}$$

$$\tau_2 = 0.117 \text{ MPA}$$

2.3.1.11 Esfuerzo en el acople del tornillo sinfín:

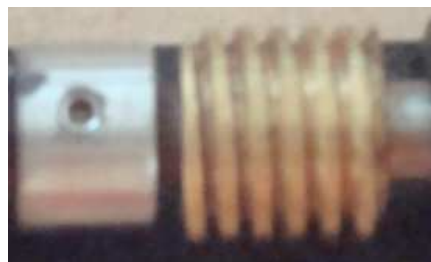


Foto 5. Acople del tornillo sinfín. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

$$J_1 = 1.018 \times 10^{-8}$$

$$\tau_1 = 61.893 \text{ KPA}$$

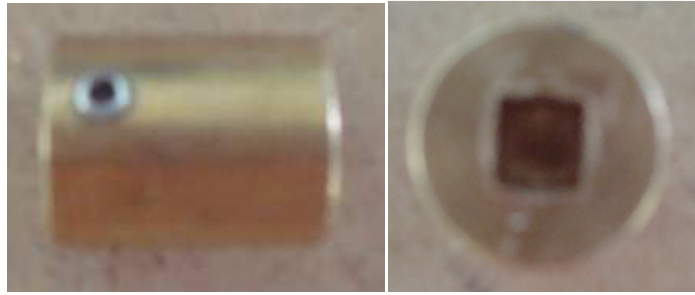
$$J_2 = 1.908 \times 10^{-9}$$

$$\tau_2 = 0.220 \text{ MPA}$$

2.3.1.12 Esfuerzo en el acople del eje de la corona- con el vástago de la válvula:

$$J_1 = 9.904 \times 10^{-9}$$

$$\tau_1 = 2.85 \text{ MPA}$$



**Foto 6. Acople del eje de la corona- con el vástago de la válvula. ALVAREZ, Pablo.
Enero 2009**

- Según por las formulas de PC4 POLYGON STANDARS (Anexo N); el torque máximo que puede soportar el acople es de:

$$W_p = (\pi \times 16) \times Di^3 \text{ (Ecuación 28)}$$

$$W_p = 3.865 \times 10^{-3} \text{ in}^3$$

$$MT = T \times W_p \text{ (Ecuación 29)}$$

$$MT = 212.561 \text{ Lb} \times \text{in} = 24.05 \text{ Nm}$$

W_p =Resistencia del momento polar

MT = Momento torsional

T = Esfuerzo máximo de torsión de diseño

2.3.2 Programación del LOGO!:

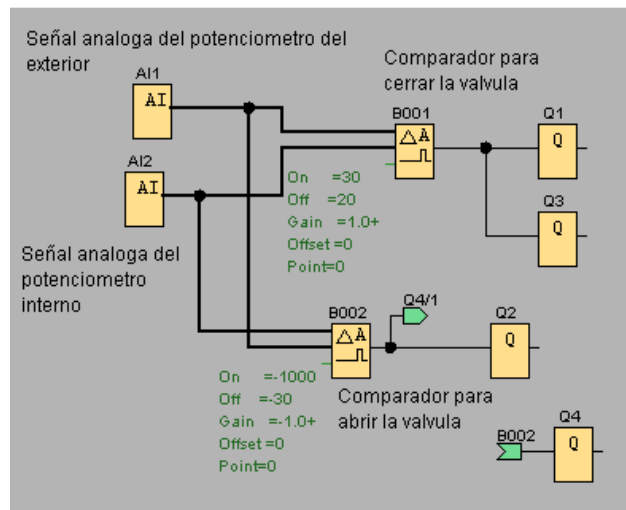


Figura 23. Programación del LOGO!. Álvarez, Pablo. Enero 2009

Con la anterior grafica, se puede describir el circuito final; que servirá para el control de giro del motor. El cual, se realizo en el software LOGO!Soft Comfort. Y se grabo en la memoria del logo.

2.3.2.1 Descripción del circuito de control de giro: La señal de los potenciómetros externo e interno, se interpretan dentro del circuito; por la letra AI1 y AI2, respectivamente. Dichas señales varían de 0 a 10 voltios; y cada voltio, corresponde a un porcentaje de abertura de la válvula.

El comparador analógico B001, se activara para ejercer el sentido de giro del eje del motor, correspondiente para cerrar la válvula; y el comparador analógico B002, se activara para ejercer el sentido inverso del eje del motor.

Inicialmente, el operador de la válvula indica un porcentaje de abertura; mandando cierta cantidad de voltaje por la señal de AI1 a los comparadores B001 y B002. Estos compararan los voltajes de las señales de entrada; y si supera la diferencia de voltajes determinada en uno de los dos comparadores, se activara; cerrando o abriendo la válvula. La diferencia de voltaje entre las dos señales deberá ser mayor de 30 unidades; independiente del signo en que maneje el comparador.

Una vez activado un comparador, no solo iniciara el movimiento del vástago de la válvula, sino que a la vez, ejercerá un movimiento a través del sistema de

engranajes, del potenciómetro interno; el cual, regulara el voltaje de entrada de la señal AI2 hasta alcanzar la diferencia de magnitudes correspondiente al comparador activado. Una vez alcanzado, se desactivara el comparador; y de igual forma, parando el motor.

Las diferencia entre las señales AI1 y AI2 de cada comparador, para desactivarlo; es de igual o menor a 20 y -30 unidades, correspondientemente.

El motor no se activara en ningún sentido, hasta que el operador no cambie el porcentaje de apertura de la válvula.

Cada comparador en este circuito activa dos salidas (Cada salida corresponde a un contactor). En este caso, para el comparador B001, activa las salidas Q1 y Q3; para el comparador B002, activa las salidas Q2 y Q4.

Se utilizan dos salidas por cada comparador, para controlarse el sentido de giro del motor, cambiándose el sentido de las polaridades. (Véase la grafica 23)

2.3.3 Estructura metálica

Esta estructura es la encargada de acoplar el sistema de transmisión de potencia con respecto al vástago de la válvula. De igual forma, permite la instalación en la parte superior de la estructura, los circuitos electrónicos correspondientes a la alimentación de voltaje a los potenciómetros.

Está diseñada para adaptarse con facilidad y gran firmeza, sobre el cuerpo de la válvula de compuerta.



Foto 7. Estructura metálica. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

Los cálculos se realizaron de acuerdo a las formulas tomadas de la bibliografía [8]:

La resistencia a la fluencia (s_y): 25 MPA

$$n_s = \sigma_{permisible} / \sigma_{diseño} \text{ (Ecuación 30)}$$

$$\sigma_{diseño} = 6M / ((b - d) \times h^2) \text{ (Ecuación 31)}$$

n_s = Factor de seguridad

M = Momento de flexión (Nm)

b = Ancho

d = diametro del agujero

h = Espesor de la lamina

2.3.3.1 Cálculo de la base del motor:

$$\sigma_{diseño} = \frac{6 \times 0.314}{(0.055 - 0.035) \times 0.003175^2} = 7.476 \text{MPA}$$

$$n_s = \frac{25 \text{MPA}}{7.476 \text{MPA}} = 3.34$$

2.3.3.2 Cálculo de la base electrónica:

$$\sigma_{diseño} = \frac{6 \times 0.341}{(0.1115 - 0.008) \times 0.003175^2} = 1.961 \text{MPA}$$

$$n_s = \frac{25 \text{MPA}}{1.961 \text{MPA}} = 12.7$$

2.3.3.3 Calculo de la base circular que acopla en la válvula:

$$\sigma_{diseño} = \frac{6 \times 0.203}{(0.08 - 0.019) \times 0.003175^2} = 1.981 \text{MPA}$$

$$n_s = \frac{25 \text{MPA}}{1.981 \text{MPA}} = 12.6$$

2.3.4 Circuitos electrónicos

El circuito electrónico (Véase anexo R), proporcionara a los potenciómetros el voltaje de 0 a 10 voltios, necesarios para el funcionamiento como señal de entrada análoga para el logo. Esta señal, determinara la posición del vástago de la válvula; ya que por cada vuelta del potenciómetro de 0.200 K Ω (Lineal multivuelatas), disminuiría la señal o la aumentara en un 0.86 voltio. Por tanto, por cada unidad de voltio de señal, el vástago de la válvula dará 1.16 vueltas equivalente a un 10% de apertura o cerrado del caudal.

La fuente del logo alimentara igualmente el motor.

3 PRUEBAS Y CALCULOS

Se realizaron tres pruebas al sistema de refrigeración; en las cuales se determino el factor de Cv de la válvula; y la transferencia de calor, dependiendo de cambios de funcionamiento de la torre de enfriamiento (Encendido o apagado el ventilador).

3.1 CALCULO DEL CV DE LA VALVULA

Para realizase este cálculo, se tuvo que desviar la línea de descarga del sistema de refrigeración a un tanque de gran volumen. Luego se verifico que la válvula se encontrara completamente abierta para encender el sistema de refrigeración.

Inicialmente, se enciende la bomba del sistema de refrigeración, por un determinado tiempo. Luego se apaga y se mide el volumen del agua, que ocupa en el tanque. Este procedimiento se repite 10 veces más, correspondiendo a las diferentes posiciones de apertura de la válvula (Véase la el anexo A).

Las ecuaciones que se utilizaron para determinar el caudal, Kv y Cv; fueron tomadas de la bibliografía [14]:

$$Q = \frac{V}{t} \left(\frac{m^3}{s} \right) \text{ (Ecuación 32)}$$

Q = Cantidad de fluido que pasa por determinado elemento en unidad de tiempo

V = Volumen de agua (m^3)

t = tiempo (s)

Según la ecuación (33), C_v se obtiene:

$$C_v = 1.16 K_v \text{ (GPM)} \text{ (Ecuación 33)}$$

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \left(\frac{m^3}{h} \right) \text{ (Ecuación 34)}$$

C_v = Caudal de agua en galones USA por minuto.

K_v = Caudal de agua en metros cúbicos por hora

Q = Cantidad de fluido que pasa por determinado elemento en unidad de tiempo ($\frac{m^3}{h}$)

ρ = densidad ($\frac{Kg}{dm^3}$)

Δp = pérdida de carga, en bar

En la siguiente tabla se muestran los resultados correspondientes a los anteriores cálculos:

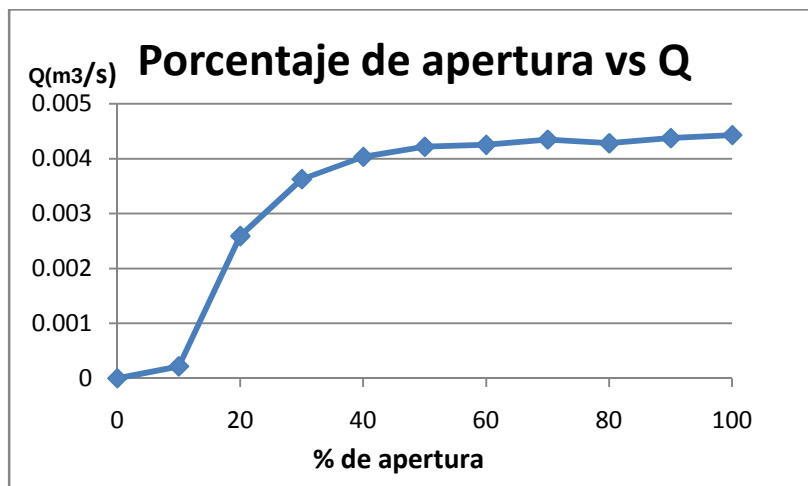
% de Apertura de la válvula	Volumen (m3)	tiempo (s)	Caudal (m3/s)
100	0.07432	16.79	0.00442656
90	0.07432	17	0.00437188
80	0.0735	17.2	0.00427872
70	0.07322	16.85	0.00434584
60	0.072	16.94	0.00425075
50	0.06954	16.5	0.00421477
40	0.06855	17.01	0.00403014
30	0.06134	16.92	0.00362534
20	0.04441	17.15	0.00258968
10	0.00372	17.07	0.00021774
0	0	17.12	0

Tabla 2, Cálculo del caudal de la válvula.

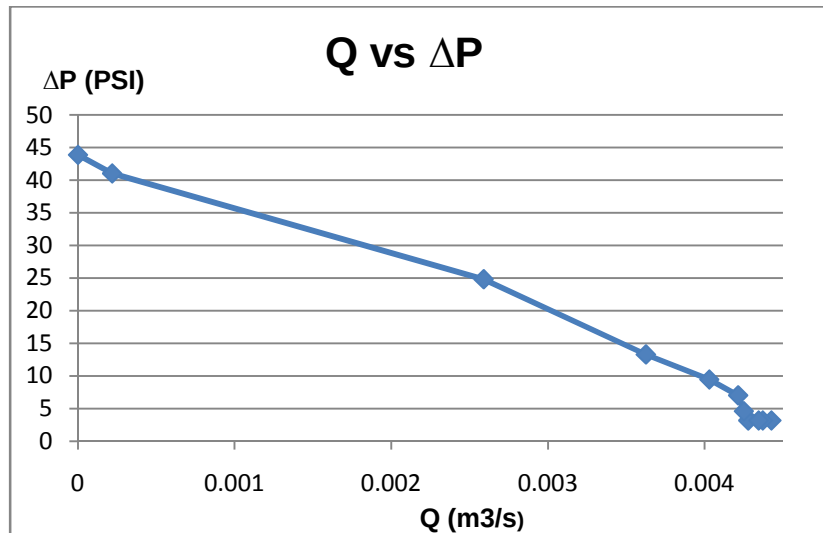
% de Apertura de la válvula	densidad (kg/dm3)	Δp (bar)	Kv (m3/h)	Cv
100	0.997207	0.317308	37.3848372	43.3664112
90	0.997207	0.317308	36.9230333	42.8307186
80	0.997207	0.317308	36.1362437	41.9180427
70	0.997207	0.317308	36.7031105	42.5756082
60	0.997207	0.415378	29.8409332	34.6154825
50	0.997207	0.582398	23.9492348	27.7811124
40	0.997207	0.749418	19.7470052	22.906526
30	0.997207	1.014508	14.9756244	17.3717243
20	0.997207	1.809775	7.82742843	9.07981697
10	0.997207	2.928377	0.51181059	0.59370028
0	0.997008	3.124517	0	0

Tabla 3, Cálculo del Kv y Cv de la válvula.

En la siguientes graficas, se muestra el comportamiento de la válvula con diferentes patrones:



**Grafico 7. Porcentaje de apertura vs caudal, en la válvula. ALVAREZ, Pablo.
Enero 2009**



**Grafico 8. Caudal vs perdida de presión, en la válvula. ALVAREZ, Pablo.
Enero 2009**

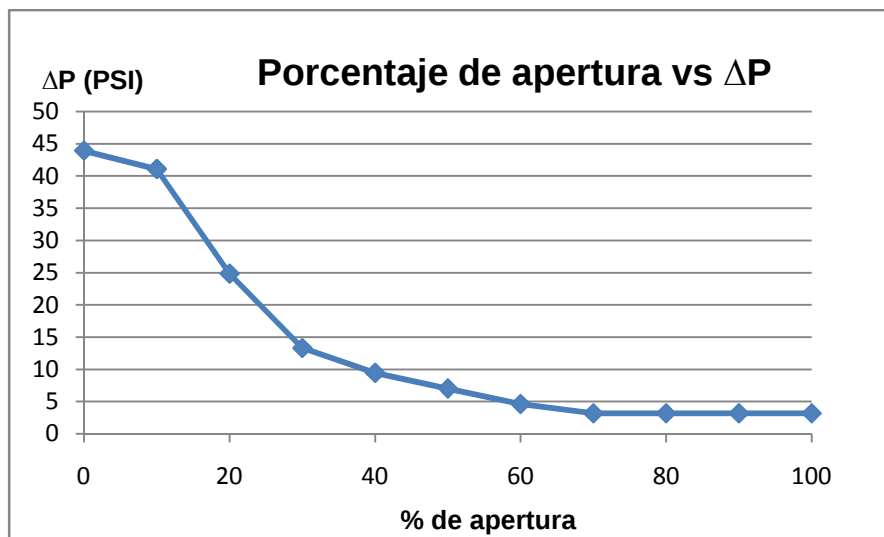


Grafico 9. Porcentaje de apertura vs caída de presión, en la válvula.
ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

En la siguiente grafica se visualiza el cv de la válvula con el 100% de apertura:

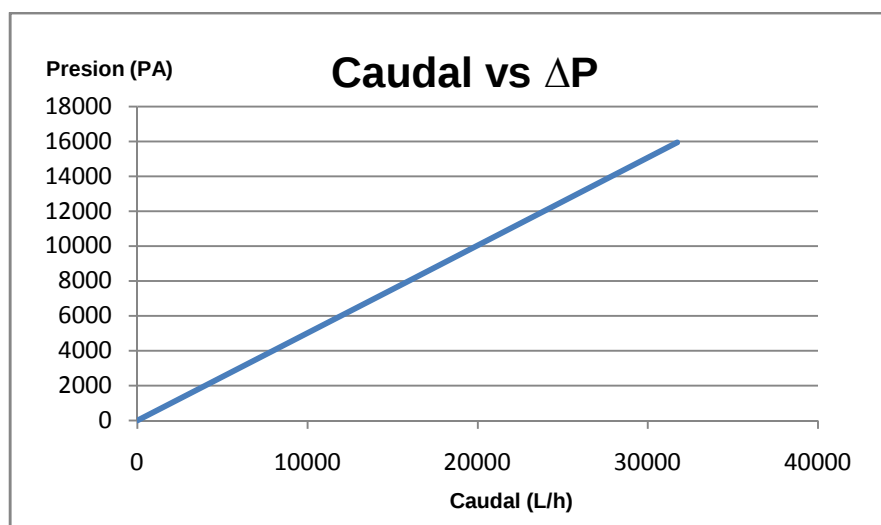


Grafico 10. Caudal vs pérdida de presión, en la válvula. ALVAREZ, Pablo.
Enero 2009

En la siguiente grafica muestra el patrón del porcentaje de apertura vs cv; suponiéndose que cada porcentaje de apertura es el máximo de la válvula:

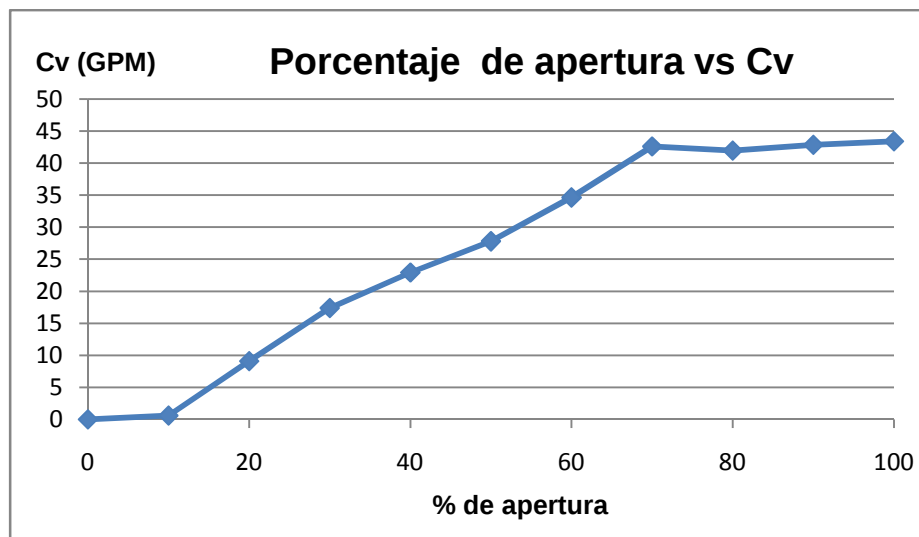


Grafico 11. Porcentaje de apertura vs Cv, de la válvula. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

3.2 CALCULO DE LAS VARIABLES DE TRANSFERENCIA EN EL INTERCAMBIADOR DE MENOR LONGITUD

Este cálculo se realizó para el intercambiador de casco y tubo de menor medida (Longitud de 0.63 metros), cuando la línea de vapor pasa inicialmente por este intercambiador y luego por el intercambiador más largo (1.15 m). Para realizarse este cálculo, se realizó el proceso normal para encender la caldera, mientras se estabilizaba la caldera; se verificó que la línea de descarga del sistema de refrigeración estuviera correctamente conectada a la torre de enfriamiento y que la válvula estuviera completamente abierta. Al estabilizarse la caldera, se encendió el motor del sistema de enfriamiento y se abrió a paso para el vapor para la línea correspondiente a la transferencia de calor.

Este proceso se realiza de dos maneras: Encendido el ventilador de la torre de enfriamiento y apagado.

3.2.1 Cálculo de transferencia de calor en el sistema de refrigeración

Este cálculo es netamente experimental, debido a la falta de información del fabricante en los intercambiadores de calor (Tales como: U (Coeficiente de transferencia de calor) y que la superficie exterior no está aislada), que hacen imposible obtener un valor exacto. Por tanto, es calculado por el método de conservación de la energía; donde se determina que la energía que sale es igual a la que entra.

$$m_v(hi_v) + m_a(hi_a) = m_v(hs_v) + m_a(hs_a) + m_{aire}(\bar{h}_{aire}) \text{ (Ecuación 35)}$$

m =Flujo másico (Kg/s)

h =Entalpia (KJ/Kg)

a =Agua

v =Vapor

i =Entrada

s =Salida

Se insiste que los resultados de los cálculos es una aproximación a los reales; lo cual otorga una idea de los parámetros de trabajo de los intercambiadores de calor de casco y tubo y el sistema de refrigeración. Este cálculo se repite para cada posición de la válvula (Anexo D), donde se determina el coeficiente de transferencia de calor más alto y por lo tanto, al que más se acerca al real del intercambiador de casco y tubo de menor longitud.

- **Encendido el ventilador de la torre de enfriamiento:**

Porcentaje de apertura (%)	$\rho_a (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_a (\frac{m^3}{s})$	$\rho_v (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_v (\frac{m^3}{s})$	$\dot{m}_v (\frac{Kg}{s})$	$\dot{m}_a (\frac{Kg}{s})$	$hi_a (\frac{KJ}{Kg})$	$hi_v (\frac{KJ}{Kg})$	$hs_a (\frac{KJ}{Kg})$	$hs_v (\frac{KJ}{Kg})$
100	997.207	0.00443	973.52	7.33E-06	0.00714	4.4142	92.33	2713.5	96.518	121.61

Tabla 4, Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador encendido.

$$m_v(hi_v - hs_v) - m_a(hs_a - hi_a) = m_{aire}(\bar{h}_{aire})$$

$$q_v - q_a = q_{aire} \text{ (Ecuación 36)}$$

$$18.495 (KW) - 18.486(KW) = q_{aire}$$

$$q_{aire}=0.009 (KW)$$

q_v = Transferencia de calor del vapor

q_a =Transferencia de calor del agua

q_{aire} = Transferencia de calor del aire

- **Apagado el ventilador de la torre de enfriamiento:**

Porcentaje de apertura (%)	$\rho_a (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_a (\frac{m^3}{s})$	$\rho_v (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_v (\frac{m^3}{s})$	$\dot{m}_v (\frac{Kg}{s})$	$\dot{m}_a (\frac{Kg}{s})$	$h_{i_a} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{i_v} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{s_a} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{s_v} (\frac{KJ}{Kg})$
100	996.016	0.00443	991.276	7.73E-06	0.00766	4.4089	125.79	2713.5	129.96	175.922

Tabla 5, Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador apagado.

$$\dot{m}_v(h_{i_v} - h_{s_v}) - \dot{m}_a(h_{s_a} - h_{i_a}) = \dot{m}_{aire}(\bar{h}_{aire})$$

$$q_v - q_a = q_{aire}$$

$$19.444 (KW) - 18.420(KW) = q_{aire}$$

$$q_{aire}=01.024 (KW)$$

3.2.2 Calculo del coeficiente máximo de transferencia de calor:

Se toma como referencia la mayor transferencia de calor del sistema de refrigeración para alcanzar una mayor exactitud con el coeficiente de transferencia de calor real. Los factores de la ecuación de transferencia de calor, obedecen al sistema este completamente aislado del ambiente; por tal razón, se recuerda que el resultado es solo una aproximación de la que realmente debería trabajar el sistema.

$$q_a = AU\Delta T_{Lm} \text{ (Ecuación 37)}$$

$$q_a = AU * \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \right) \text{ (Ecuación 38)}$$

$$\Delta T_1 = T_{v_i} - T_{a_s} \text{ (Ecuación 39)}$$

$$\Delta T_2 = T_{v_s} - T_{a_i} \text{ (Ecuación 40)}$$

A = Area de la superficie

U = Coeficiente de transferencia de calor

ΔT_{Lm} = Diferencia de temperatura media logaritmica

v = Vapor

a = Agua

i = Entrada

s = Salida

- **Encendido el ventilador de la torre de enfriamiento:**

$$17.744 (KW) = 0.19792(m^2) * U * 30.042 (K)$$

$$U = 2.984 \left(\frac{KW}{m^2 * K} \right)$$

En la siguiente grafica se muestra la variación del el porcentaje de apertura vs coeficiente de transferencia de calor. Según los datos obtenidos de la prueba (Anexo D).

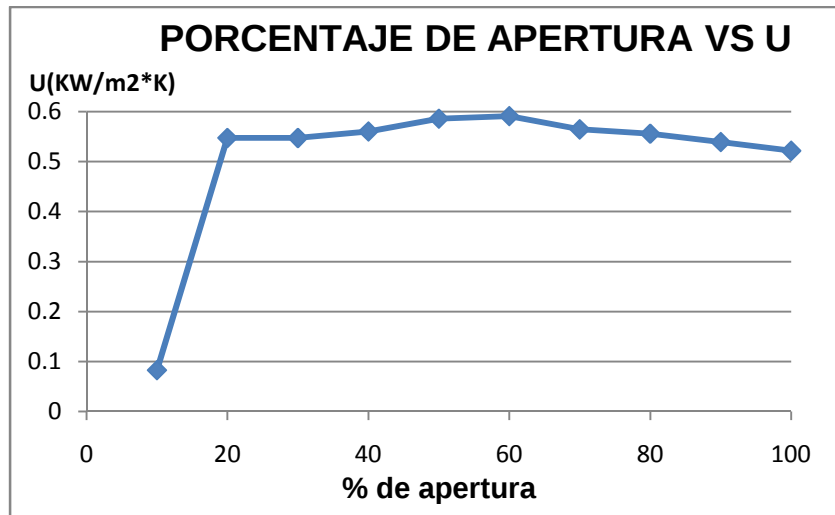


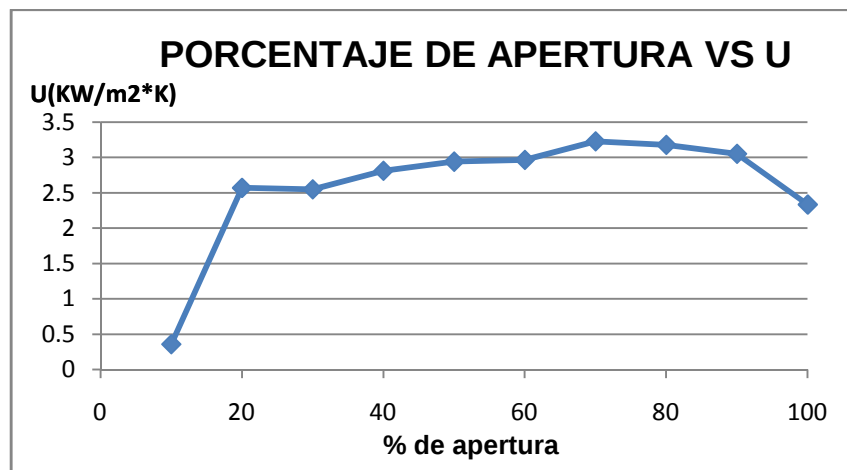
Grafico 11. Porcentaje de apertura vs coeficiente de transferencia de calor, del sistema de refrigeración. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009

- **Apagado el ventilador de la torre de enfriamiento:**

$$17.689 (KW) = 0.19792(m^2) * U * 30.104 (K)$$

$$U = 3.230 \left(\frac{KW}{m^2 * K} \right)$$

En la siguiente grafica se muestra la variación del el porcentaje de apertura vs coeficiente de transferencia de calor. Según los datos obtenidos de la prueba (Anexo D).



**Grafico 12. Porcentaje de apertura vs coeficiente de transferencia de calor,
del sistema de refrigeración. ALVAREZ, Pablo. Enero 2009**

3.2.3 Calculo del caudal máximo para el refrigerante según la temperatura deseada en el agua condensada:

Suponiéndose el coeficiente máximo de transferencia de calor del refrigerante (Agua), obtenido de las pruebas experimentales, anteriormente nombradas; y la temperatura de salida del vapor condensado de 95 °C. Se obtiene una aproximación del caudal necesario para alcanzar estos parámetros.

$$q_v = AU\Delta T_{Lm} = m_v * c_{p,v} * \Delta T_{Lm} \text{ (Ecuación 41)}$$

- Encendido el ventilador de la torre de enfriamiento:

$$16.524(KW) = 0.19792(m^2) * 2.984 \left(\frac{KW}{m^2 * K} \right) * \Delta T_{Lm}$$

$$\Delta T_{Lm} = 27.975 K$$

$$m_a = \frac{16.524 KW}{27.975 (K) * 4.2296 \left(\frac{KJ}{Kg} * K \right)} = 0.139 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

$$Q_a = \frac{m_a \left(\frac{Kg}{s} \right)}{\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)} \text{ (Ecuación 42)}$$

$$Q_a = \frac{0.123}{997.406} = 1.400E - 4 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

- Apagado el ventilador de la torre de enfriamiento:

$$16.524(KW) = 0.19792(m^2) * 3.230 \left(\frac{KW}{m^2 * K} \right) * \Delta T_{Lm}$$

$$\Delta T_{Lm} = 25.545 K$$

$$m_a = \frac{16.524 KW}{35.734 (K) * 4.2296 \left(\frac{KJ}{Kg} * K \right)} = 0.151 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

$$Q_a = \frac{m_a \left(\frac{Kg}{s} \right)}{\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)} = \frac{0.109}{997.406} = 1.515E - 4 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

3.3 CALCULO DE LAS VARIABLES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE MAYOR LONGITUD

Para realizarse una aproximación de la transferencia calor en el intercambiador de mayor longitud, se toma como referencia los datos experimentales en pruebas anteriores de los parámetros de trabajo del sistema de refrigeración, cuando la turbina alcanza los 850 RPM (Véase anexo S).

Como en tal prueba, no se podía regular el caudal del sistema de refrigeración; se presume, que el datos estuvieran trabajando con un 100% de apertura de la válvula.

3.3.1 Calculo de transferencia de calor:

Porcentaje de apertura (%)	$\rho_a (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_a (\frac{m^3}{s})$	$\rho_v (\frac{Kg}{m^3})$	$Q_v (\frac{m^3}{s})$	$\dot{m}_v (\frac{Kg}{s})$	$\dot{m}_a (\frac{Kg}{s})$	$h_{i_a} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{i_v} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{s_a} (\frac{KJ}{Kg})$	$h_{s_v} (\frac{KJ}{Kg})$
100	996.512	0.004426	973.52	7.33E-06	0.014271	4.4142	109.07	2713.5	117.43	125.79

Tabla 6, Características de trabajo del sistema de refrigeración con 100% de apertura de la válvula y el ventilador encendido.

$$\dot{m}_v(h_{i_v} - h_{s_v}) - \dot{m}_a(h_{s_a} - h_{i_a}) = \dot{m}_{aire}(\bar{h}_{aire})$$

$$q_v - q_a = q_{aire}$$

$$36.931 (KW) - 36.903(KW) = q_{aire}$$

$$q_{aire}=0.029 (KW)$$

3.3.2 Calculo del coeficiente de transferencia de calor:

$$36.931 (KW) = 0.361(m^2) * U * 29.168 (K)$$

$$U = 3.502 (\frac{KW}{m^2 * K})$$

3.3.3 Calculo del caudal máximo para el refrigerante según la temperatura deseada en el agua condesada:

$$16.524(KW) = 0.361(m^2) * 3.502 (\frac{KW}{m^2 * K}) * \Delta T_{Lm}$$

$$\Delta T_{Lm} = 13.093 K$$

$$\dot{m}_a = \frac{16.524 KW}{13.093 (K) * 4.179 (\frac{KJ}{Kg} * K)} = 0.3019 (\frac{Kg}{s})$$

$$Q_a = \frac{m_a \left(\frac{Kg}{s} \right)}{\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)} = \frac{0.109}{997.406} = 3E - 4 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Este proceso se realiza, teniendo en cuenta, que es solo una aproximación al valor real a los parámetros necesarios de los intercambiadores de calor.

4 ANALISIS DE RESULTADOS

La mayoría de los datos que se encontraron de las distintas pruebas experimentales no tienen la forma para ser comparadas con algún dato de fabricante o dato teórico.

En el caso de la válvula de compuerta, se debe a que no es utilizada para regular el caudal, por lo tanto el fabricante no presenta datos o graficas que interpreten el comportamiento del caudal y la pérdida de presión; al variar el porcentaje de apertura de la válvula.

Para el caso de la transferencia de calor en el sistema de refrigeración; se debe por falta de datos del fabricante de los intercambiadores de calor de casco y tubo. Igualmente se supone las condiciones de trabajo del intercambiador, como si estuviera completamente aislado de la superficie; para obtener por ecuaciones de transferencia de calor una aproximación del caudal necesario para alcanzar la temperatura de salida del agua condensada deseada de la línea del vapor.

4.1 DETERMINACION DEL PORCENTAJE DE ERROR ENTRE EL CV_E Y EL CV_T :

El porcentaje de error del coeficiente del dimensionamiento de la válvula entre el experimental y el teórico es:

$$\% \varepsilon = \left(\frac{CV_E - CV_T}{CV_T} \right) * 100\% \quad (\text{Ecuación 41})$$

$$\% \varepsilon = \left(\frac{43.37 - 49.416}{49.416} \right) * 100\% = 12.23\%$$

El valor teórico del Cv se obtiene de la grafica del fabricante, ya que este proporciona el Kv.

Este margen de error es completamente aceptable, ya que se puede presentar por falta de precisión en la toma de medida por la división de los manómetros. Por esto mismo, se toma la medida en (Kg/cm²), y luego se pasa a PSI, ya que se puede denotar con mayor precisión.

CONCLUSIONES

Se construyo un prototipo de válvula de control por PLC en lazo abierto; que permitiera regular el caudal del agua del sistema de refrigeración de la planta térmica de la universidad pontificia bolivariana, permitiendo variar la temperatura del agua condensada.

La programación del logo se realizo tal forma, que solo permita posicionar el vástago de la válvula en 11 posiciones (Véase la figura 23); lográndose observar cambios notables en la temperatura tanto del refrigerante como del agua condensada, entre las posiciones del 0 y 50% abiertas.

Al compararse la grafica #1 (Del marco teórico), con la grafica del anexo Q (De las pruebas); se puede observar que la válvula se comporta como el sistema de apertura rápida, el cual es lo esperado, debido a que su obturador es de tipo disco.

Las pruebas realizadas al sistema de refrigeración (Anexo B y C), muestran los cambios de temperatura obtenidos, al variarse el caudal de paso por la válvula; lo cual verifica, que el prototipo de la válvula de control, trabaja y cumple con los objetivos del proyecto.

Al ser sistema en lazo abierto, dificulta la precisión en el porcentaje de apertura; por esto, se diseño un sistema de potencia que tuviese una relación de velocidad de 0.012315 rad/s, a la entrada del potenciómetro lineal (Señal interna), otorgándole a los comparadores del LOGO! (PLC), mayor tiempo para des energizar el motor, y alcanzar una mayor exactitud, en cada posición.

Aunque el caudal que se determina en la sección 3.3.3, supere en un pequeño margen al obtenido por el 10% de apertura; no se recomienda trabajarlo, debido a que el sistema de refrigeración trabajaría a una presión de 60 PSI, estando al límite permitido. De igual forma cabe recordar, que estos son tan solos una aproximación al real, debido a falta de información de los fabricantes de los intercambiadores de calor de casco y tubos.

El Cv (Caudal de agua en galones USA por minuto), determinado en la válvula de compuerta, según las pruebas experimentales, es de 43.37; al compararse con el Cv del

fabricante, el cual es de 49.42. Se puede determinar que el porcentaje de error de la válvula de compuerta es de 12.23% (Véase la ecuación 41). Este porcentaje de error es aceptable, ya que puede ser causado por falta de precisión, en la medición de los manómetros o en la anotación de la medida, debido a la división que tienen estos instrumentos.

El coeficiente de transferencia de calor en el intercambiador, varía según las condiciones de trabajo del sistema de refrigeración; es decir, al trabajarse con el ventilador encendido o apagado de la torre de enfriamiento, como se observa al compararse las graficas 11 y 12. De igual forma, se puede determinar que la temperatura del agua condensada alcance los 95 °C, con el con el ventilador apagado (Véase los anexos D y E).

RECOMENDACIONES

Para alcanzar la mayor eficiencia en el sistema de refrigeración, no solo bastara con regular el caudal del refrigerante (Agua); sino que, se deberá modificar la velocidad del flujo. Por esto se recomienda cambiar la bomba actual, por una de menor capacidad, para que no sobredimensione los parámetros de trabajo del sistema.

Para un proyecto a futuro, se puede desarrollar una válvula de control en lazo cerrado; implementándose una válvula de globo (Diseñadas para la regulación de caudal), con sensores de temperatura, que determine el caudal necesario en el sistema de refrigeración. Esta válvula puede ser controlado por un LOGO! o con la programación de un microchip.

Trabajarse el sistema de refrigeración con el ventilador de la torre de enfriamiento estando a apagado; ya que aumentan en mayor proporción las temperaturas del agua condensada y el refrigerante (Véase anexos B y C).

MANUAL DE USO

Pasos para el funcionamiento de la válvula de compuerta en lazo abierto, se descompone en dos partes:

Para encender:

- 1- Verificar que el taco de la torre de enfriamiento de la caja de tacos del laboratorio de plantas térmicas, este en posición ON.
- 2- Dirigirse a la caja del PLC, y encender el logo con el interruptor.
- 3- Iniciar la programación del logo, por la opción start.
- 4- Mover la perilla del potenciómetro exterior en la posición deseada por el operador.

Para apagarse:

- 5- Cuando ya no se vaya a utilizar más la válvula, se debe posicionar la apertura de la válvula en el 100% de apertura.
- 6- Salirse de la programación, con la tecla (Esc.), stop, y aceptar la opción (YES).
- 7- Apagar el logo, con el interruptor.
- 8- Cerrar la tapa de la caja del PLC.

BIBLIOGRAFIA

- [1] CAROLI, Enrique. Válvulas de control. En 2008 [Citado en 2009] website: <http://www.monografias.com>.
- [2] CORPORATION, Comeval. Empresa especializada en el diseño y producción de válvulas. En 1974 [Citado en 2009] website: <http://www.comeval.es>.
- [3] MOSQUERA, Luis. Control e Instrumentación, Nº 24. Bucaramanga; I.M.,1992.
- [4] VIANA, Camilo. Perdidas en válvulas. En 2008 [Citado en 2009] website: <http://fluidos.eia.edu.co>.
- [5] CORPORATION, Siemens. Manual del LOGO! 12/24 RC. En 1996 [Citado el 2009] website: <http://www.automation.siemens.com>.
- [6] HIDALGO, Manuel. Engranaje. En 2007[Citado en 2009] website: <http://es.wikipedia.org>.
- [7] MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, 4 ed. México, D.F.(2006), Pearson, P. 341-344, 475-482, 508-516, 532-552, 578- 586. ISBN 970-26-0812-0.
- [8] HAMROCK, Bernard., JACOBSON, Bo., Y SCHMID, Steven. Elementos de maquinas, 1 ed., México, D.F. (2000), McGraw- Hill, P. 222,428- 431, ISBN 970-10-2799-X.
- [9]ACERCAR. Optimización de sistemas de enfriamiento en pequeñas plantas de procesamiento de caucho. En 2008 [Citado en 2009] website: <http://www.acercar.org.co>
- [10] WIKIMEDIA, Projects. Fuente de alimentación. En 2008 [Citado en 2009] website: <http://es.wikipedia.org>.
- [11] GARCIA, Liliana, Refrigeración industrial. En 2005 [Citado en 2009] website: <http://www.refrigeracionindustrial.com>
- [12] INCROPERA, Frank. Fundamentos de transferencia de calor. México, Prentice Hall, 1999.

[13] REY, Gonzales, Transmisión por correa. En 2007 [Citado en 2009] website:
<http://www.elprisma.com>

[14] CREUS, Antonio. Instrumentación Industrial. México D.F (2005). Alfaomega. P. 428-430. ISBN 970-15-1150-2.

ANEXO A: Tabla de parámetros de trabajo de la válvula en el sistema de refrigeración

% de Apertura de la válvula	Densidad (Kg/m ³)	Volumen (m ³)	Tiempo (s)	Caudal (m ³ /s)	Caudal + 10% (m ³ /h)	Presión de carga (PSI)	Presión de descarga (PSI)	Δ de presión (PSI)
100	997.207	0.07432	16.79	0.004426	17.5291	24.2	21	4.6
90	997.207	0.07432	17	0.004372	17.3126	24.2	21	4.6
80	997.207	0.0735	17.2	0.004278	16.9437	24.2	21	4.6
70	997.207	0.07322	16.85	0.004345	17.2095	24.2	21	4.6
60	997.207	0.072	16.94	0.004250	16.8329	25.6	21	6
50	997.207	0.06954	16.5	0.004214	16.6904	27	20	8.4
40	997.207	0.06855	17.01	0.004030	15.9593	28.5	19	10.9
30	997.207	0.06134	16.92	0.003625	14.3563	31.3	18	14.7
20	997.207	0.04441	17.15	0.002589	10.2551	39.8	15	26.2
10	997.207	0.00372	17.07	0.000217	0.8622	54	13	42.5
0	997.008	0	17.12	0	0	56.9	13	45.3

Anexo B: Tablas de parámetros de trabajo del sistema de refrigeración con el ventilador encendido de la torre de enfriamiento

(%) de apertura	$Ti_1(^{\circ}C)$	$Pi_1(PSI)$	$Ti_2(^{\circ}C)$	$Pi_2(PSI)$	$Ts_2(^{\circ}C)$	$Ps_2(PSI)$
100	24	37	22	22	23	18
90	24	37	22	22	23	18
80	24	37	22	22	23	17
70	24	37	22	22	23	17
60	24	38	23	22	24	17
50	24	39	23	21	24	17
40	24	40	23	21	24	16
30	24	44	23	20	24	15
20	24	54	23	16	24	13
10	24	65	23	14	26	10
0	25	70	58	13	60	9

Línea de la caldera

(%) de apertura	$Ti_1(^{\circ}C)$	$Pi_1(PSI)$	$Ts_1(^{\circ}C)$	$Ps_1(PSI)$	$Ti_2(^{\circ}C)$	$Pi_2(PSI)$	$Ts_2(^{\circ}C)$	$Ps_2(PSI)$
100	125	17	29	18	34	17	24	18
90	125	17	28	18	31	17	24	18
80	125	17	27	18	28	17	24	18
70	125	17	27	18	28	17	24	18
60	125	17	27	18	27	17	24	18
50	125	17	27	18	27	17	24	18
40	125	17	27	18	27	17	24	18
30	124	17	26	18	26	17	24	19
20	124	17	26	18	26	17	24	19
10	124	17	29	18	26	17	24	19
0	123	17	40	18	28	17	24	19

Anexo C: Tablas de parámetros de trabajo del sistema de refrigeración con el ventilador apagado de la torre de enfriamiento

(%) de apertura	$Ti_1(^{\circ}C)$	$Pi_1(PSI)$	$Ti_2(^{\circ}C)$	$Pi_2(PSI)$	$Ts_2(^{\circ}C)$	$Ps_2(PSI)$
100	31	38	30	23	31	19
90	33	38	31	23	32	19
80	33	38	31	23	32	19
70	33	39	31	23	32	18
60	33	40	31	23	32	18
50	33	40	31	22	32	18
40	33	42	31	22	32	17
30	34	46	32	20	33	16
20	35	56	33	17	34	13
10	35	65	34	13	37	10
0	35	70	79	13	78	10

Línea de la caldera

(%) de apertura	$Ti_1(^{\circ}C)$	$Pi_1(PSI)$	$Ts_1(^{\circ}C)$	$Ps_1(PSI)$	$Ti_2(^{\circ}C)$	$Pi_2(PSI)$	$Ts_2(^{\circ}C)$	$Ps_2(PSI)$
100	125	17	42	18	38	17	26	18
90	125	17	36	18	39	17	30	18
80	125	17	35	18	36	17	32	18
70	125	17	35	18	35	17	32	18
60	125	17	36	18	35	17	32	18
50	125	17	36	18	35	17	32	18
40	125	17	36	18	35	17	32	18
30	125	17	37	18	35	17	32	18
20	125	17	38	18	35	17	32	18
10	125	17	46	18	36	17	34	18
0	146	17	52	18	38	17	34	18

Anexo D: Tablas del cálculo de la transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor; con el ventilador encendido de la torre de enfriamiento.

(%) de apertura	$\rho_a(\text{Kg/m}^3)$	$Q_a (\frac{\text{m}^3}{\text{s}})$	$\rho_v(\text{Kg/m}^3)$	$Q_v (\frac{\text{m}^3}{\text{s}})$	$m_v(\frac{\text{Kg}}{\text{s}})$	$m_a(\frac{\text{Kg}}{\text{s}})$	$h_{l_a}(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$h_{l_v}(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$h_{s_a}(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$h_{s_v}(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$
100	997.207	0.004427	973.52	7.33E-06	0.007136	4.4142	92.33	2713.5	96.518	121.61
90	997.207	0.004372	973.52	7.33E-06	0.007136	4.3597	92.33	2713.5	96.518	117.43
80	997.207	0.004279	973.52	7.33E-06	0.007136	4.2668	92.33	2713.5	96.518	113.25
70	997.207	0.004346	973.52	7.33E-06	0.007136	4.3337	92.33	2713.5	96.518	113.25
60	997.207	0.004251	973.52	7.33E-06	0.007136	4.2389	96.518	2713.5	100.7	113.25
50	997.207	0.004215	973.52	7.33E-06	0.007136	4.203	96.518	2713.5	100.7	113.25
40	997.207	0.00403	973.52	7.33E-06	0.007136	4.0189	96.518	2713.5	100.7	113.25
30	997.207	0.003625	973.52	7.33E-06	0.007136	3.6152	96.518	2712.06	100.7	109.7
20	997.207	0.003625	973.52	7.33E-06	0.007136	3.6152	96.518	2712.06	100.7	109.7
10	997.207	0.000218	973.52	7.33E-06	0.007136	0.2171	96.518	2712.06	109.06	121.61
0	997.008	0	973.52	7.33E-06	0.007136	0	242.77	2710.62	251.13	167.57

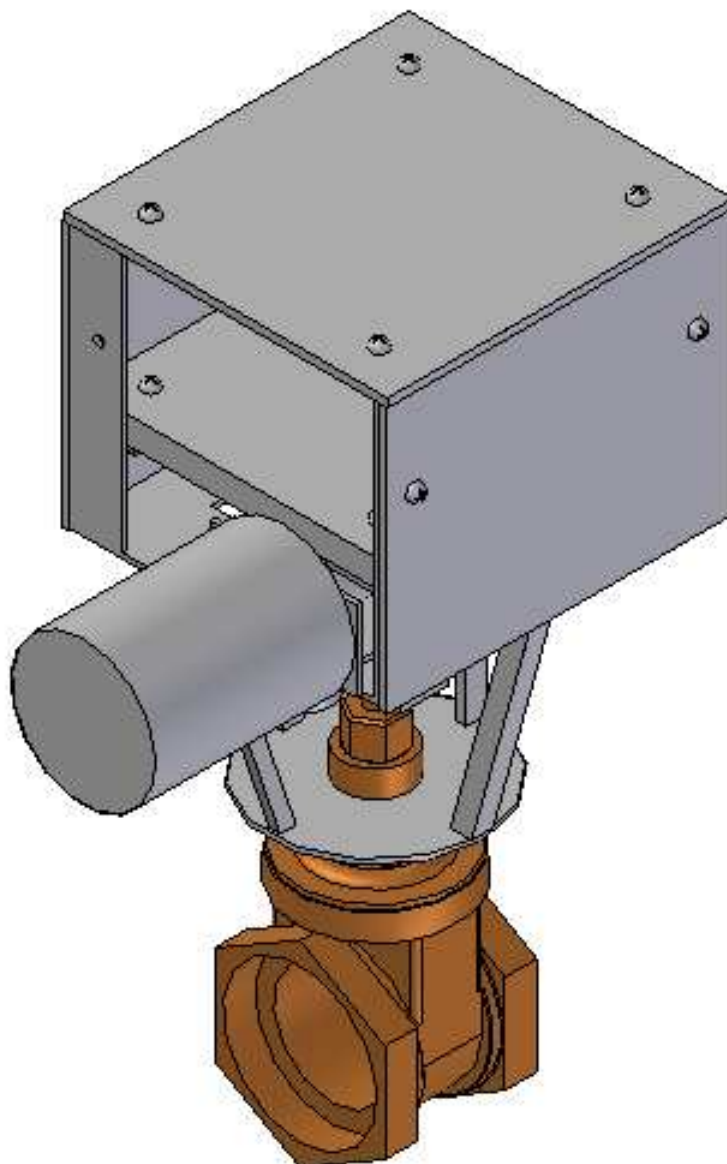
(%) de apertura	$q_v (KW)$	$q_a (KW)$	$q_{ambiente}(KW)$	$AU(\frac{KW}{K})$	$U(\frac{KW}{m^2K})$	ΔT_{Lm}	$\Delta T1$	$\Delta T2$
100	18.4955	18.486655	0.008835561	0.5213359	2.63407375	35.46	102	7
90	18.5256	18.258295	0.267260328	0.5388505	2.72256707	33.88	102	6
80	18.5554	17.869231	0.686153187	0.5555184	2.80678277	32.17	102	5
70	18.5554	18.149544	0.405839736	0.5642328	2.85081258	32.17	102	5
60	18.5554	17.7439	0.811483878	0.5906389	2.98423026	30.04	101	4
50	18.5554	17.59375	0.961633755	0.5856408	2.95897754	30.04	101	4
40	18.5554	16.823048	1.732336334	0.5599866	2.82935812	30.04	101	3
30	18.5704	15.133246	3.437195118	0.5470681	2.76408685	27.66	100	3
20	18.5704	15.133288	3.437153375	0.5470696	2.76409447	27.66	100	3
10	18.4855	2.723702	15.76174925	0.0826942	0.41781627	32.937	98	6
0	18.1472	0	18.1472048	ind.	ind.	ind.	63	-18

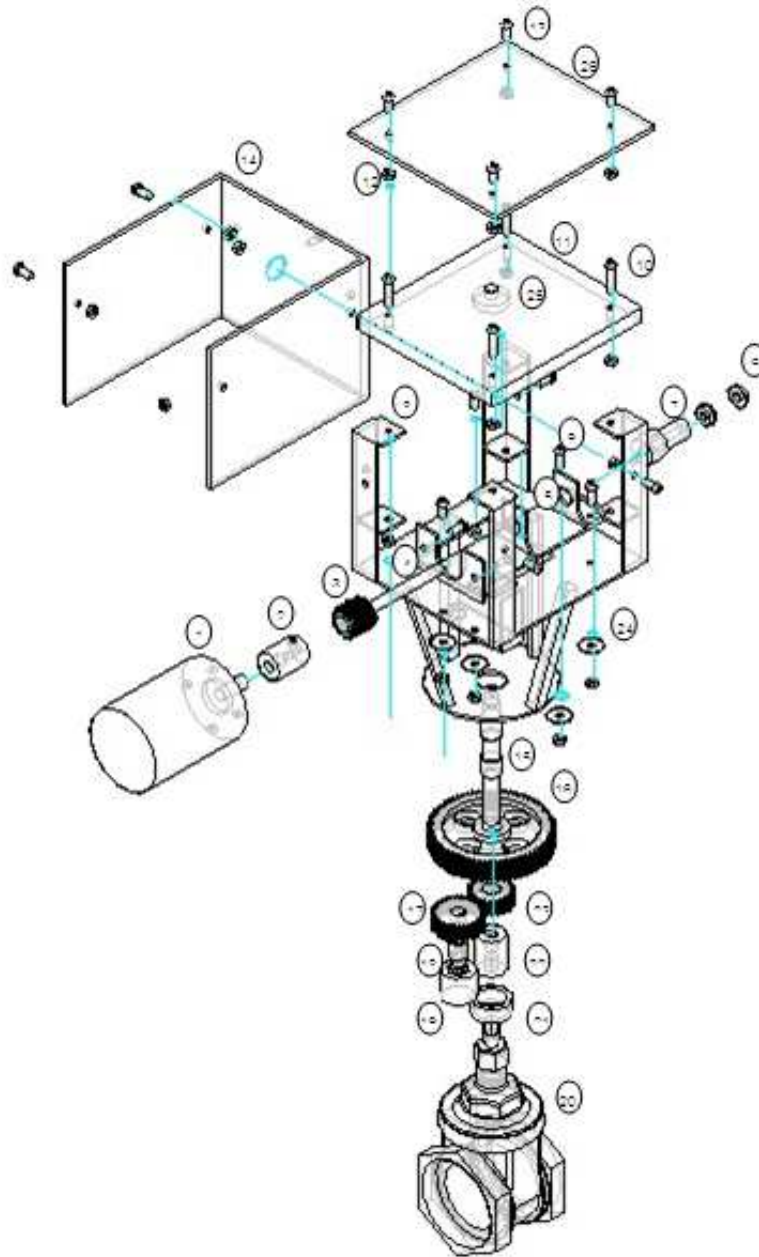
Anexo E: Tablas del cálculo de la transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor; con el ventilador apagado de la torre de enfriamiento.

(%) de apertura	$\rho_a(\text{Kg/m}^3)$	$Q_a(\frac{\text{m}^3}{\text{s}})$	$\rho_v(\text{Kg/m}^3)$	$Q_v(\frac{\text{m}^3}{\text{s}})$	$m_v(\frac{\text{Kg}}{\text{s}})$	$m_a(\frac{\text{Kg}}{\text{s}})$	$hi_a(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$hi_v(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$hs_a(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$	$hs_v(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$
100	996.016	0.00443	991.28	7.73E-06	0.00766256	4.4089	125.79	2713.5	129.97	175.922
90	996.016	0.00437	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.3545	129.97	2713.5	134.15	150.858
80	996.016	0.00428	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.2617	129.97	2713.5	134.15	146.68
70	996.016	0.00435	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.3285	129.97	2713.5	134.15	146.68
60	996.016	0.00425	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.2338	129.97	2713.5	134.15	150.858
50	996.016	0.00421	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.198	129.97	2713.5	134.15	150.858
40	996.016	0.00403	994.04	7.73E-06	0.0076839	4.0141	129.97	2713.5	134.15	150.858
30	996.016	0.00363	994.04	7.73E-06	0.0076839	3.6109	134.15	2713.5	138.32	155.036
20	996.016	0.00363	992.85	7.73E-06	0.00767474	3.6109	138.32	2713.5	142.5	159.214
10	994.035	0.00022	990.1	7.73E-06	0.00765347	0.2164	142.5	2713.5	155.04	188.45
0	972.668	0	988.14	7.73E-06	0.00763834	0	334.91	2740.3	326.52	217.73

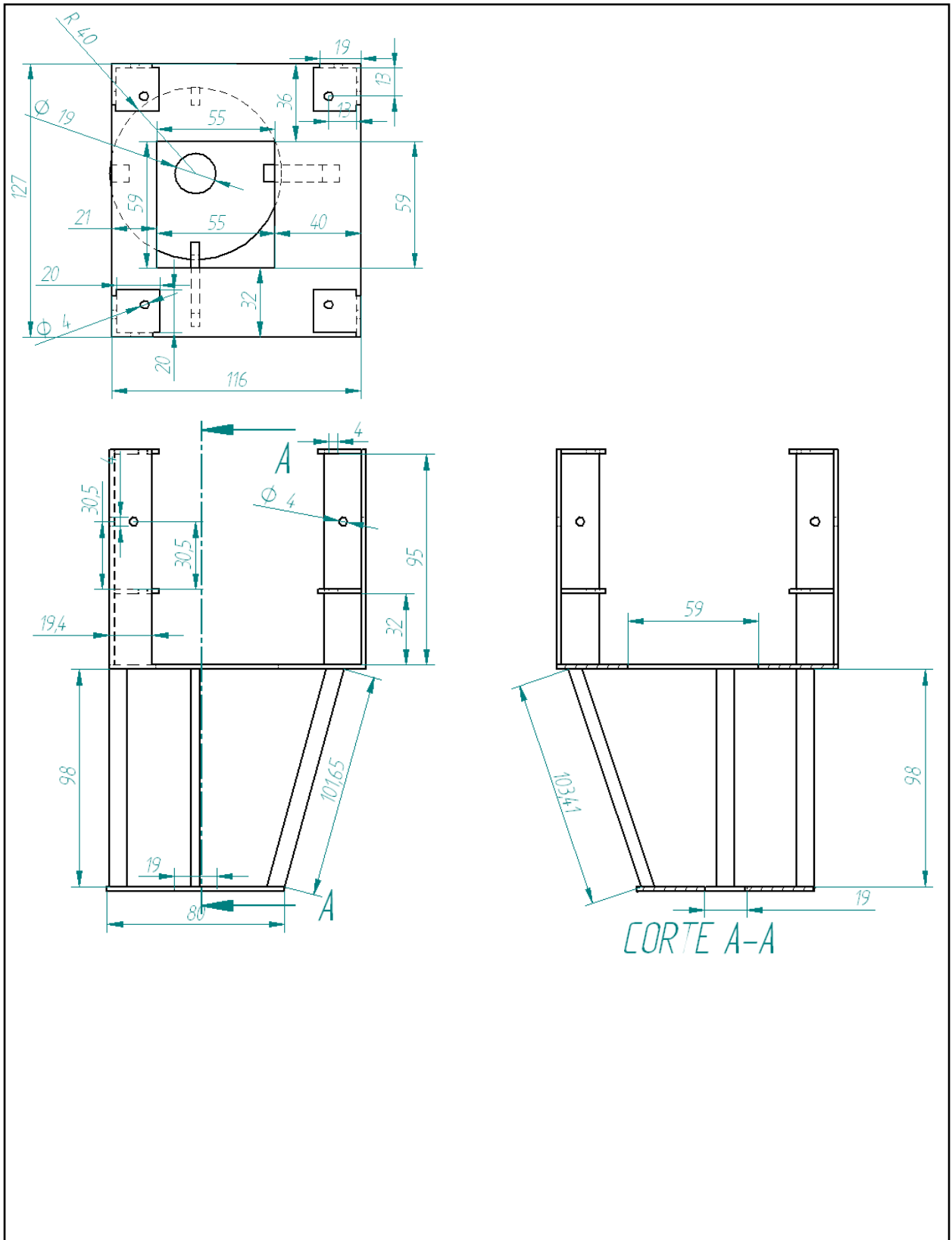
(%) de apertura	$q_v(KW)$	$q_a(KW)$	$q_{ambiente}(KW)$	$AU(\frac{KW}{K})$	$U(\frac{KW}{m^2K})$	ΔT_{Lm}	$\Delta T1$	$\Delta T2$
100	19.4444	18.420487	1.023865594	0.462396	2.3362797	39.837	94	12
90	19.6911	18.192944	1.498136423	0.604329	3.0533982	30.104	93	5
80	19.7232	17.805272	1.917911568	0.629447	3.1803123	28.287	93	4
70	19.7232	18.084582	1.63860143	0.639322	3.2302016	28.287	93	4
60	19.6911	17.688838	2.002242949	0.587583	2.9687919	30.104	93	5
50	19.6911	17.539154	2.151926883	0.582611	2.9436698	30.104	93	5
40	19.6911	16.770843	2.920237829	0.55709	2.814721	30.104	93	5
30	19.659	15.086285	4.572692558	0.505018	2,551,626	29.873	92	5
20	19.6035	15.086326	4.51715023	0.508974	2.5716165	29.641	91	5
10	19.3254	2.7128738	16.61250872	0.071121	0.3593432	38.144	88	12
0	19.2682	0	19.26824143	ind.	ind.	ind.	68	-27

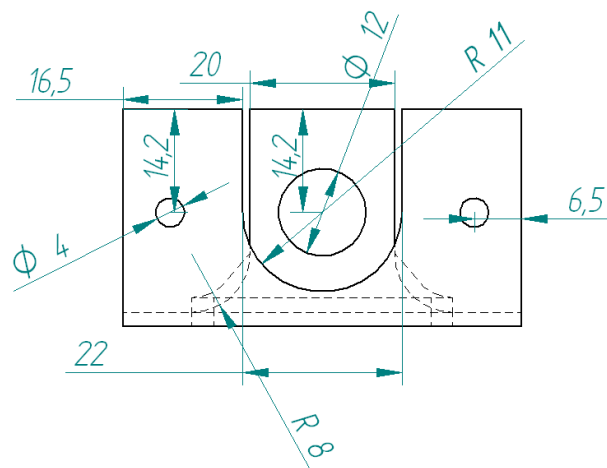
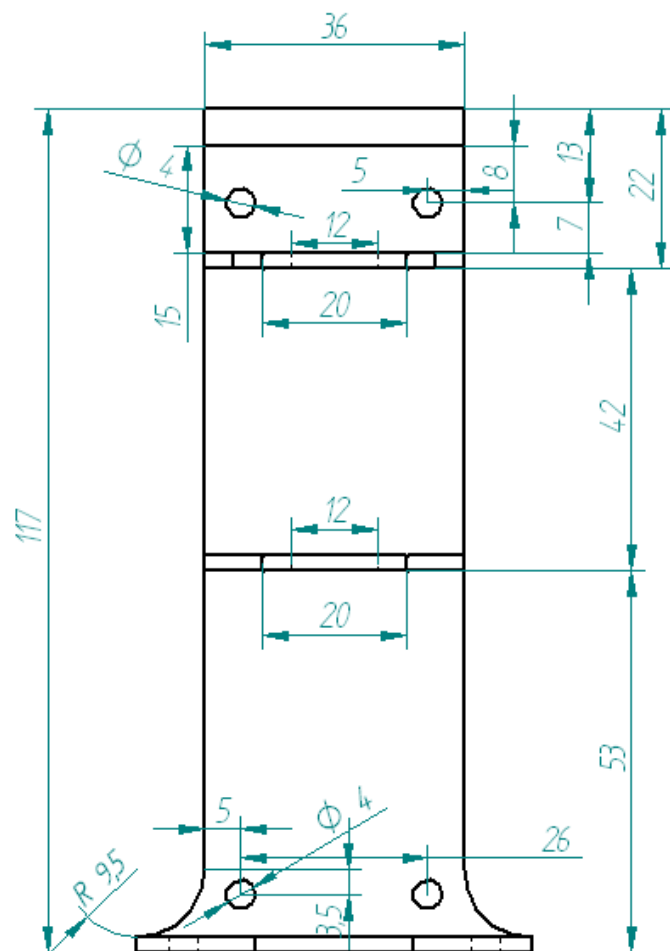
ANEXO F: PLANOS DEL SISTEMA

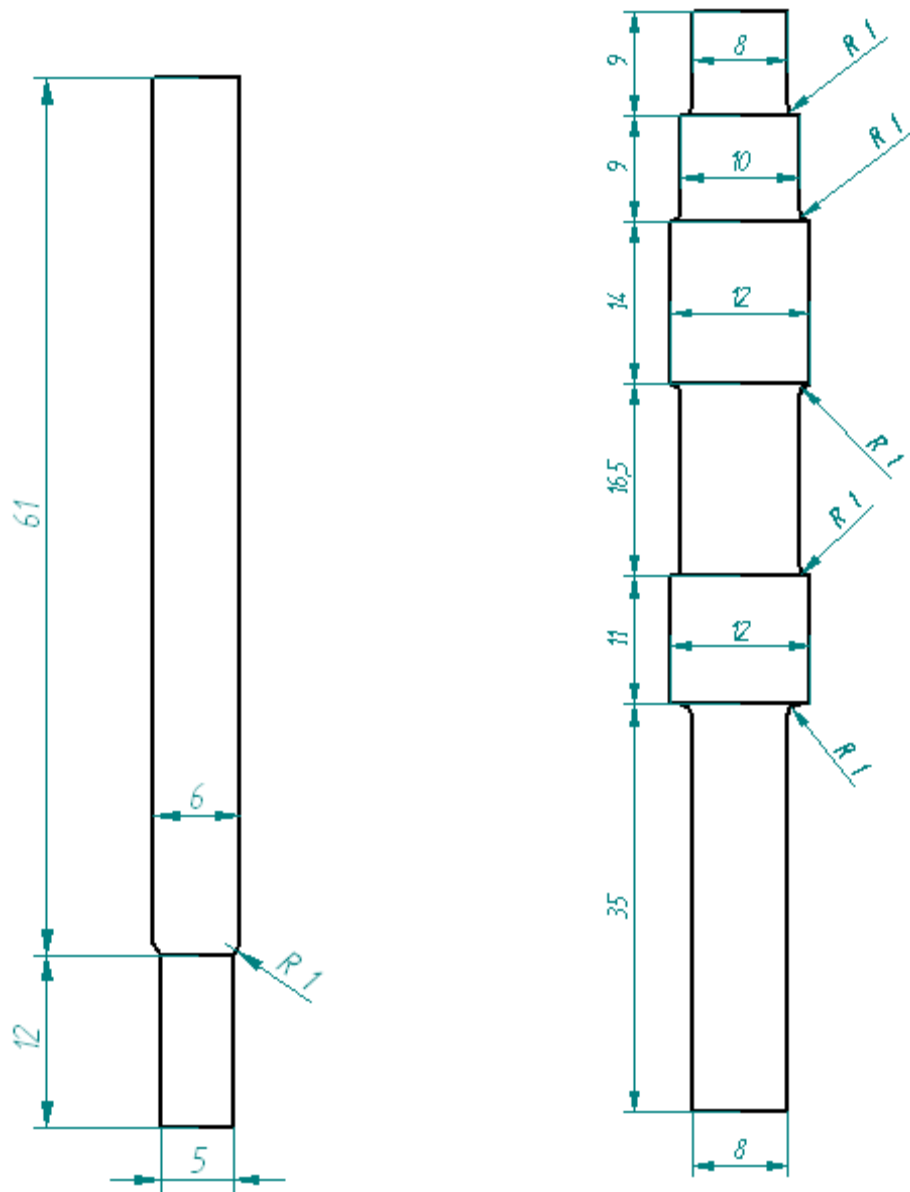


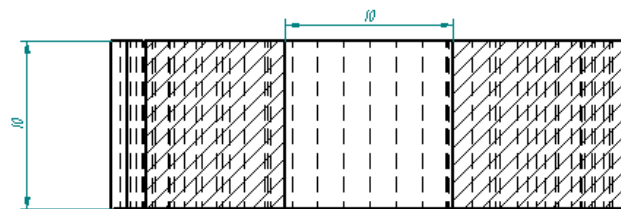
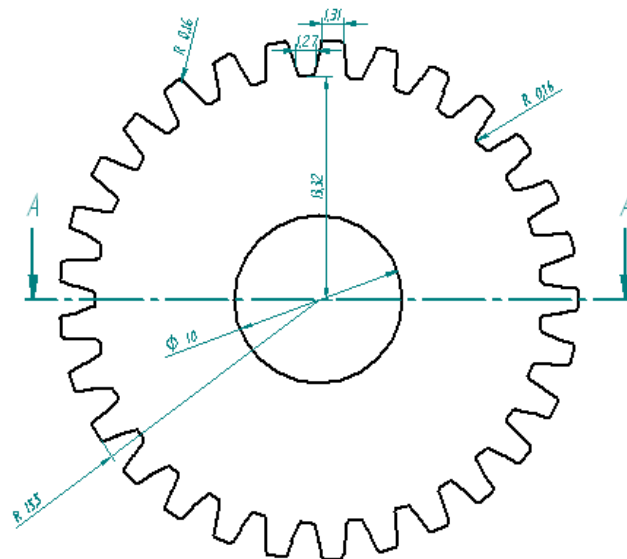
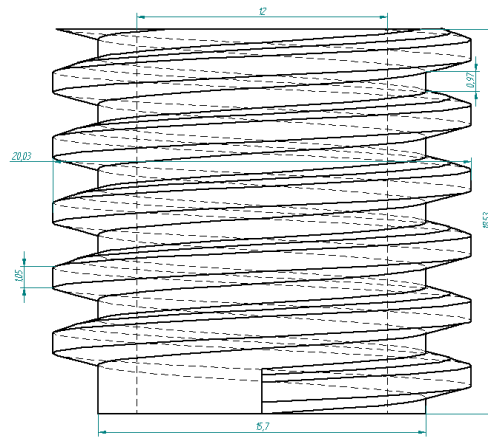


# Pieza	Nombre de la pieza	# Pieza	Nombre de la pieza
1	Motor	14	Recubierta lateral de lamina
2	Acople motor- T. Sinfin	15	Eje de la corona
3	Tornillo sinfin	16	Corona
4	Eje del tornillo sinfin	17	Engranaje recto de 29 dientes
5	Base para el eje del T. Sinfin	18	Acople al potenciómetro del engranaje recto
6	Rodamiento de SKF	19	Potenciómetro lineal multivuelas de 0.2 KQ
7	Acople para el montaje del T. sinfin	20	Válvula de compuerta, de 2 in
8	Base para montaje sistema de transmisión	21	Buje para realizar presión a la estructura
9	Tornillo M4- 1/2- Rosca fina	22	Acople de unión entre el eje y el vástago
10	Tornillo M4- 3/4- Rosca fina	23	Engranaje recto de 25 dientes
11	Base de madera	24	Arandela
12	Tuerca hexagonal- Rosca fina	25	Rodamiento NSK
13	Tornillo M4- 1/4- Rosca fina	26	Recubierta superior de lamina
Dibujado:		PABLO A. ALVAREZ M.	Título: Despiece de la válvula de control en lazo abierto

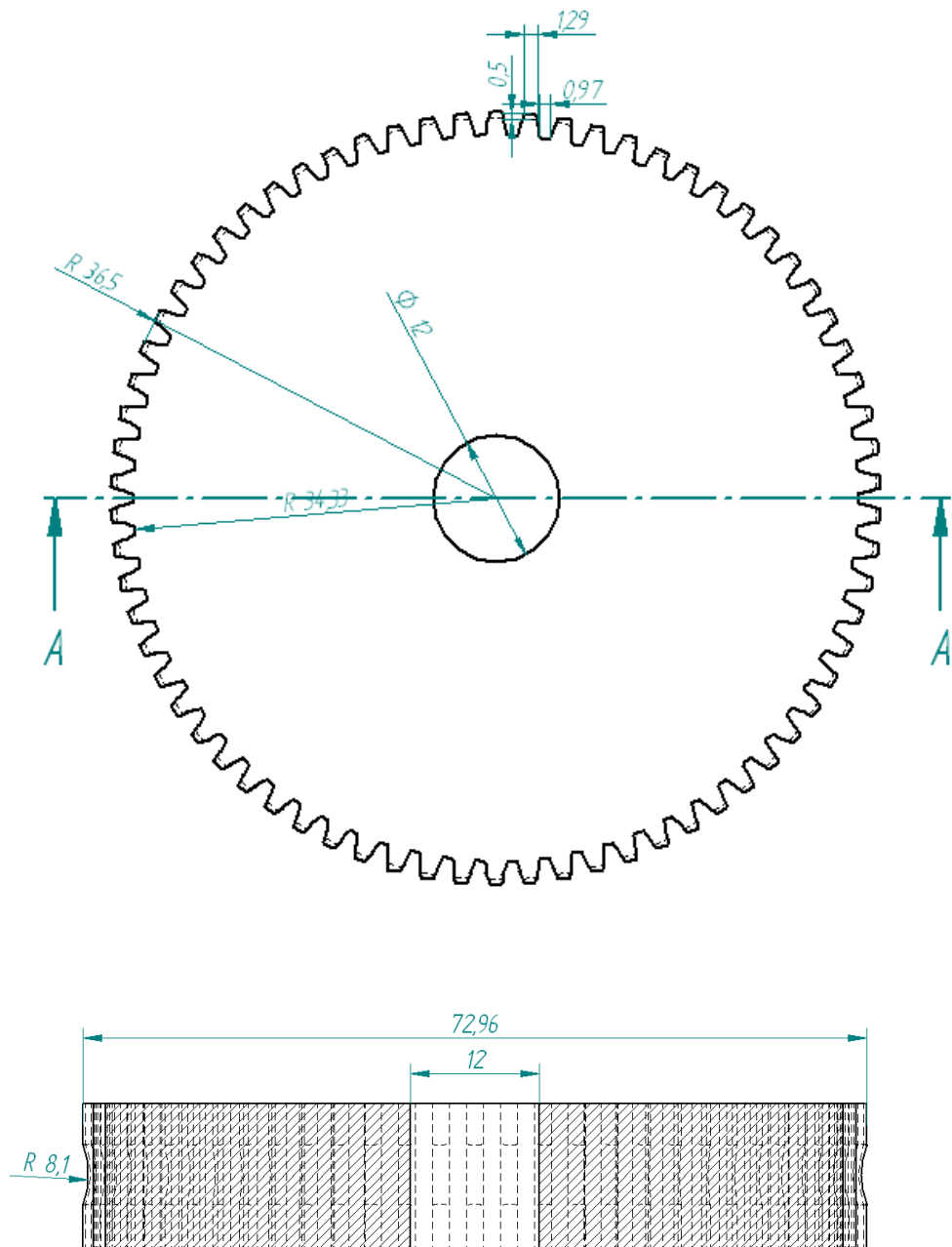


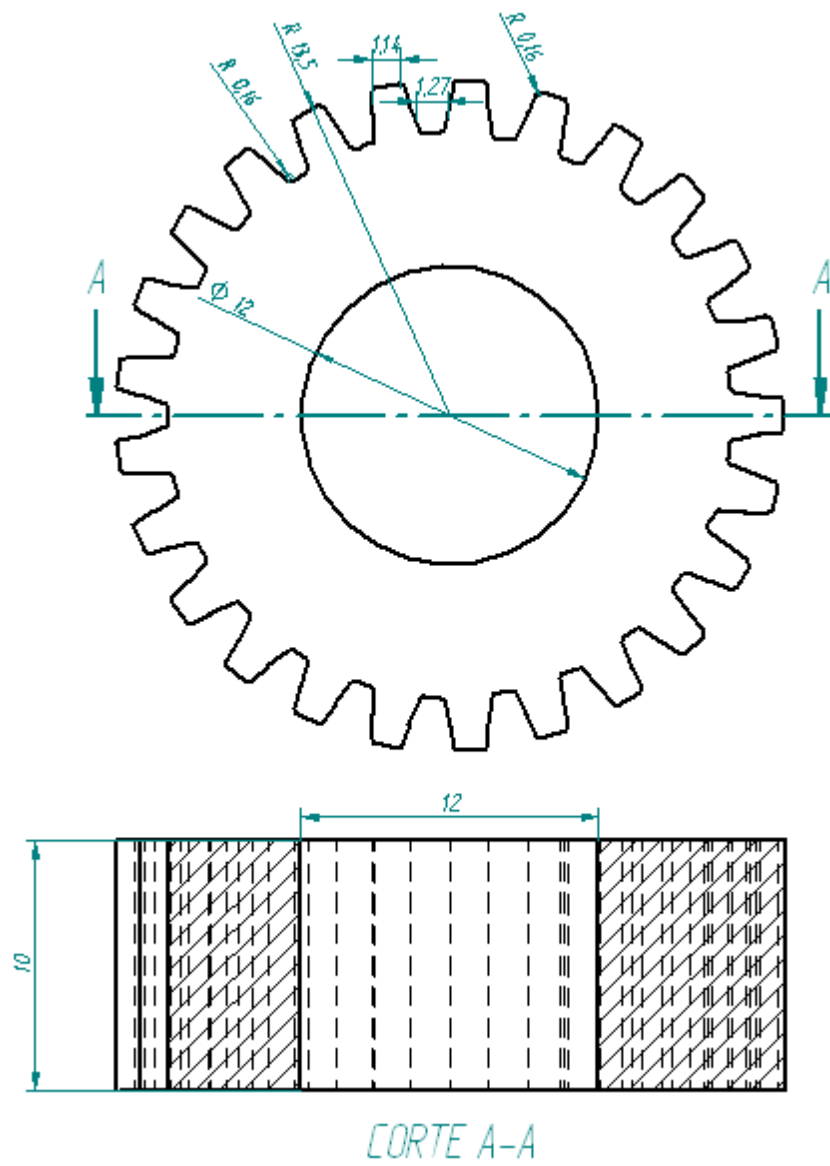


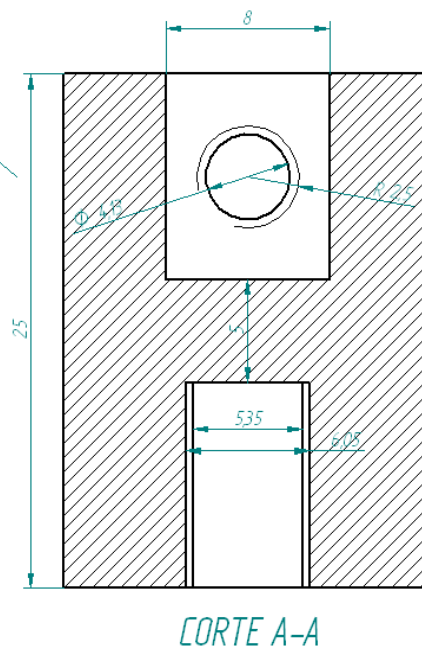
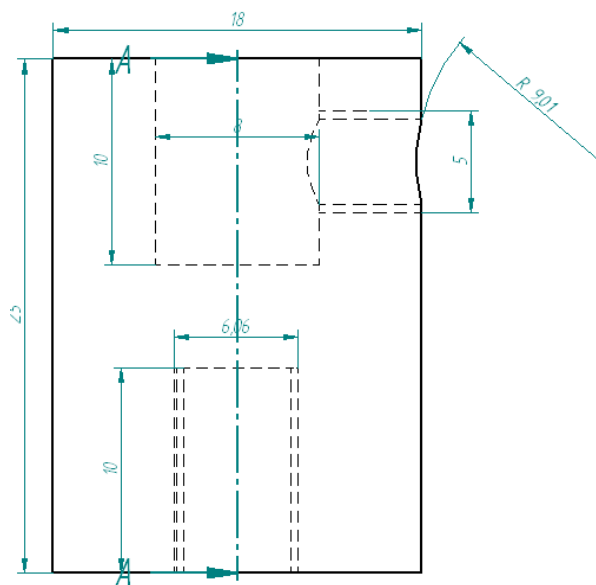
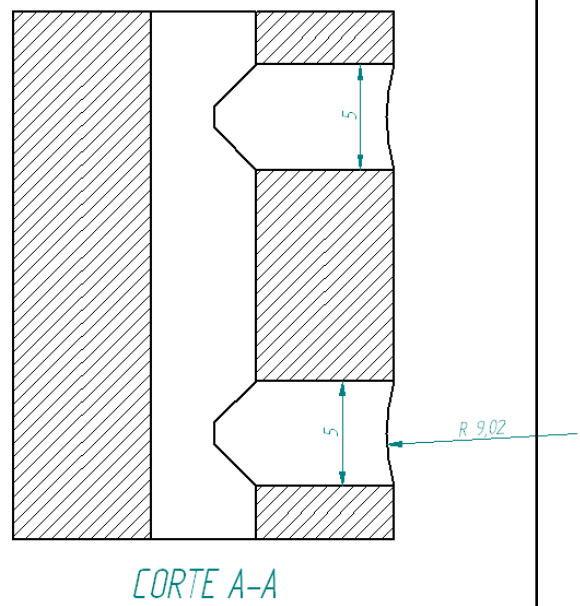
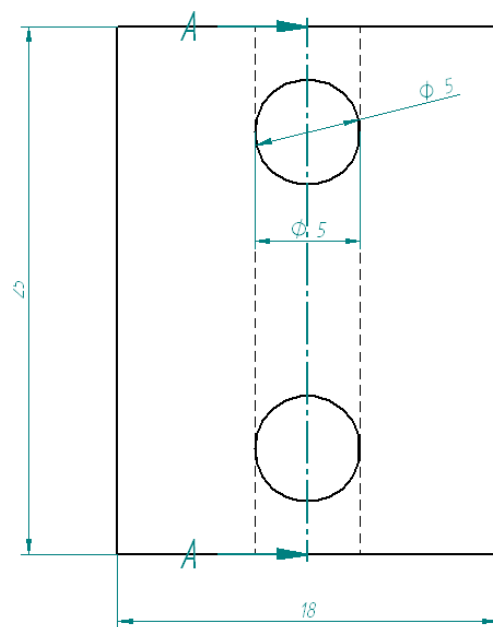


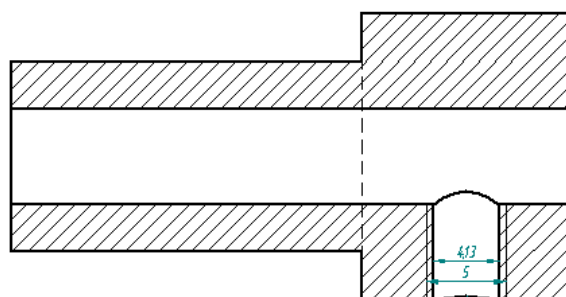
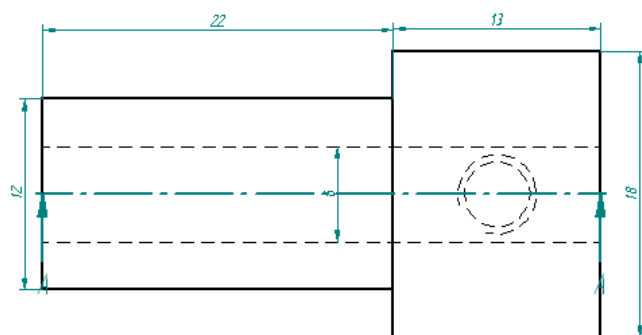


CORTE A-A

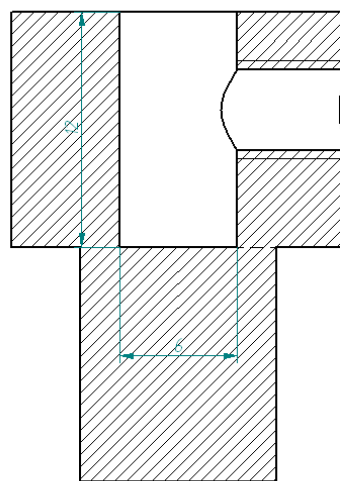
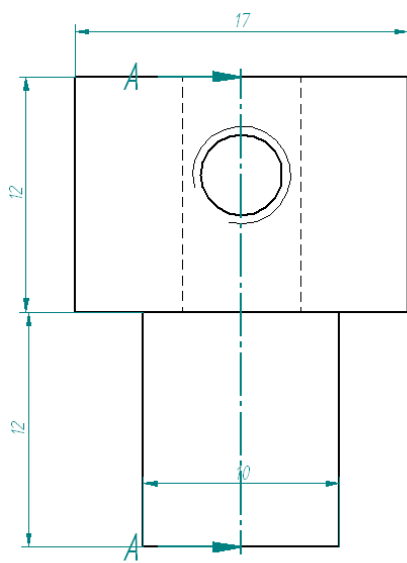






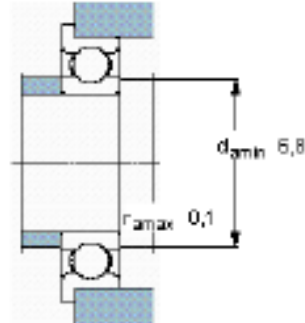
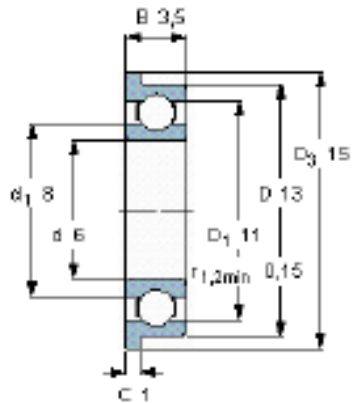


R 9,02



R 8,52

ANEXO G: INFORMACION TECNICA DEL RODAMIENTO SKF



Factores de cálculo

k_f 0,015

f_0 11

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, acero inoxidable, con pestaña

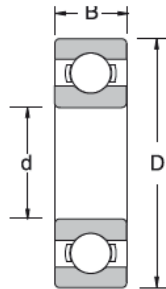
SKF

Dimensiones principales					Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad		Masa	Designación
d	D	D ₃	B	C	C	C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm					kN		kN	rpm		kg	-
3	7	8,1	2	0,5	0,218	0,085	0,0038	180000	100000	0,00038	W 618/3 R
3	10	11,5	4	1	0,39	0,129	0,0058	130000	83000	0,0015	W 623-2ZR
4	9	10,3	2,5	0,6	0,449	0,173	0,0075	140000	85000	0,00079	W 618/4 R
4	9	10,3	3,5	1	0,449	0,173	0,0075	140000	70000	0,00082	W 628/4-2ZR
4	9	10,3	4	1	0,449	0,173	0,0075	140000	70000	0,00097	W 638/4-2ZR
4,762	9,525	10,719	3,175	0,787	0,54	0,245	0,011	120000	60000	0,00087	WEEX 003-2ZR
4,762	12,7	14,351	4,978	1,087	0,793	0,28	0,012	110000	53000	0,0035	WEYB 003-2ZR
5	11	12,5	4	1	0,54	0,245	0,011	120000	60000	0,0014	W 628/5-2ZR
5	11	12,5	5	1	0,54	0,245	0,011	120000	60000	0,0018	W 638/5-2ZR
6	13	15	3,5	1	0,741	0,335	0,015	110000	67000	0,0022	W 618/6 R
6	13	15	5	1,1	0,741	0,335	0,015	110000	53000	0,0025	W 628/6-2ZR
6	15	17	5	1,2	1,04	0,455	0,02	100000	50000	0,004	W 619/6-2ZR
6,35	12,7	13,894	4,762	1,143	0,741	0,335	0,015	110000	67000	0,0022	WEERB 004-2ZR
6,35	15,875	17,526	4,978	1,087	1,04	0,455	0,02	100000	50000	0,0048	WEYB 004-2ZR
8	16	18	6	1,3	1,12	0,55	0,024	90000	45000	0,0049	W 638/8-2ZR
9,525	22,225	24,612	7,142	1,575	2,81	1,37	0,06	70000	36000	0,012	WEEMB 3-2ZR
10	19	21	7	1,5	1,14	0,57	0,025	80000	38000	0,0062	W 63800-2ZR

ANEXO H: INFORMACION TECNICA DEL RODAMIENTO NSK

Ball Bearings

600 Series
Single Row, Extra Small



V	: One Non-Contact Seal
VV	: Two Non-Contact Seals
Z	: One Shield
ZZ	: Two Shields
MC3	: Normal Clearance
MC5	: Equivalent to ISO C3
E	: Electric Motor Quality

Bearing Number	Nominal Bearing Dimensions						Preferred Shoulder Diameters			Basic Load Ratings (lbs)		Limiting Speeds (1000 RPM)		lbs
	d		D		B		r*	Shaft	Housing					
	mm	inch	mm	inch	mm	inch	inch	inch	inch	C _r	C _{or}	Grease	Oil	
693	3.00	0.1181	8	0.3150	3.00	0.1181	0.006	0.169	0.287	126	40	60.0	67.0	0.001
693ZZ\VV	3.00	0.1181	8	0.3150	4.00	0.1575	0.006	0.165	0.268	126	40	60.0	67.0	0.002
623	3.00	0.1181	10	0.3937	4.00	0.1575	0.006	0.165	0.346	141	49	50.0	60.0	0.003
684	4.00	0.1575	9	0.3543	2.50	0.0984	0.004	0.205	0.319	143	51	53.0	63.0	0.001
684ZZ\VV	4.00	0.1575	9	0.3543	4.00	0.1575	0.004	0.189	0.323	143	51	53.0	63.0	0.002
694	4.00	0.1575	11	0.4331	4.00	0.1575	0.006	0.205	0.386	216	77	48.0	56.0	0.003
604	4.00	0.1575	12	0.4724	4.00	0.1575	0.008	0.220	0.409	216	77	48.0	56.0	0.004
624	4.00	0.1575	13	0.5118	5.00	0.1969	0.008	0.220	0.449	293	108	40.0	48.0	0.006
634	4.00	0.1575	16	0.6299	5.00	0.1969	0.012	0.236	0.551	390	151	36.0	43.0	0.015
685	5.00	0.1969	11	0.4331	3.00	0.1181	0.006	0.244	0.390	161	64	45.0	53.0	0.002
685ZZ\VV	5.00	0.1969	11	0.4331	5.00	0.1969	0.006	0.244	0.386	161	64	45.0	53.0	0.004
695	5.00	0.1969	13	0.5118	4.00	0.1575	0.008	0.260	0.449	243	97	43.0	50.0	0.005
605	5.00	0.1969	14	0.5512	5.00	0.1969	0.008	0.260	0.488	298	115	40.0	50.0	0.007
625	5.00	0.1969	16	0.6299	5.00	0.1969	0.012	0.276	0.551	390	150	36.0	43.0	0.010
635	5.00	0.1969	19	0.7480	6.00	0.2362	0.012	0.276	0.669	526	199	32.0	40.0	0.022
686	6.00	0.2362	13	0.5118	3.50	0.1378	0.006	0.291	0.461	243	99	40.0	50.0	0.004
686ZZ\VV	6.00	0.2362	13	0.5118	5.00	0.1969	0.006	0.283	0.465	243	99	40.0	50.0	0.005
696	6.00	0.2362	15	0.5906	5.00	0.1969	0.008	0.299	0.528	390	150	40.0	45.0	0.008
606	6.00	0.2362	17	0.6693	6.00	0.2362	0.012	0.315	0.591	509	187	38.0	45.0	0.012
626	6.00	0.2362	19	0.7480	6.00	0.2362	0.012	0.315	0.669	526	199	32.0	40.0	0.021
687	7.00	0.2756	14	0.5512	3.50	0.1378	0.006	0.335	0.500	265	115	40.0	45.0	0.004
687ZZ\VV	7.00	0.2756	14	0.5512	5.00	0.1969	0.006	0.323	0.504	265	115	40.0	45.0	0.006
697	7.00	0.2756	17	0.6693	5.00	0.1969	0.012	0.354	0.591	362	161	36.0	43.0	0.011
607	7.00	0.2756	19	0.7480	6.00	0.2362	0.012	0.354	0.669	525	198	36.0	43.0	0.015
627	7.00	0.2756	22	0.8661	7.00	0.2756	0.012	0.354	0.787	741	308	30.0	36.0	0.031
608-5	7.90	0.3123	22	0.8661	7.00	0.2756	0.012	0.394	0.787	741	308	34.0	40.0	0.030
698	8.00	0.3150	19	0.7480	6.00	0.2362	0.012	0.394	0.650	503	205	36.0	43.0	0.014
608	8.00	0.3150	22	0.8661	7.00	0.2756	0.012	0.394	0.787	741	308	34.0	40.0	0.030
628	8.00	0.3150	24	0.9449	8.00	0.3150	0.012	0.394	0.669	750	322	28.0	34.0	0.034
638	8.00	0.3150	28	1.1024	9.00	0.3543	0.012	0.394	1.024	1030	443	28.0	34.0	0.057
689	9.00	0.3543	17	0.6693	4.00	0.1575	0.008	0.421	0.598	300	150	36.0	43.0	0.007
689ZZ\VV	9.00	0.3543	17	0.6693	5.00	0.1969	0.008	0.417	0.606	300	150	36.0	43.0	0.009
609	9.00	0.3543	24	0.9449	7.00	0.2756	0.012	0.433	0.866	750	322	32.0	38.0	0.029
629	9.00	0.3543	26	1.0236	8.00	0.3150	0.024	0.453	0.945	1030	444	28.0	34.0	0.044

*Maximum fillet which corner radius of bearing will clear.

C_r = Dynamic Radial Load Rating

C_{or} = Static Radial Load Rating

Note: Limiting speeds are lower with contact seals. For more information, contact NSK.

ANEXO I: INFORMACION TECNICA DEL ANGULO MARCA GERDAU

Diámetro	df (pul)	df (cm)	Peso (kg/m)	Área (cm ²)	tf (pul)	tf (cm)	Jx=Jy (cm ⁴)	Wx=Wy (cm ³)	rx=ry (cm)	rz, min (cm)	z (cm)
5/8 x 0,25	*5/8	1,588	0,57	-	-	0,250	-	-	-	-	-
3/4 x 0,25	*3/4	1,905	0,71	-	-	0,250	0	-	-	-	-
1/2 x 1/8	1/2	1,270	0,55	0,70	1/8	0,317	0,10	0,11	0,37	0,25	0,43
5/8 x 1/8	5/8	1,588	0,71	0,90	1/8	0,317	0,20	0,19	0,47	0,32	0,51
3/4 x 1/8	3/4	1,905	0,87	1,11	1/8	0,317	0,36	0,27	0,57	0,38	0,59
7/8 x 1/8	7/8	2,220	1,04	1,32	1/8	0,317	0,58	0,38	0,66	0,46	0,66
1 x 1/8	1	2,540	1,19	1,48	1/8	0,317	0,83	0,49	0,79	0,48	0,76
1 x 3/16	1	2,540	1,73	2,19	3/16	0,476	1,25	0,66	0,76	0,48	0,81
1 x 1/4	1	2,540	2,22	2,84	1/4	0,635	1,66	0,98	0,76	0,48	0,86
1.1/4 x 1/8	1.1/4	3,175	1,50	1,93	1/8	0,317	1,67	0,82	0,97	0,64	0,89
1.1/4 x 3/16	1.1/4	3,175	2,20	2,77	3/16	0,476	2,50	1,15	0,97	0,61	0,97
1.1/4 x 1/4	1.1/4	3,175	2,86	3,62	1/4	0,635	3,33	1,47	0,94	0,61	1,02
1.1/2 x 1/8	1.1/2	3,810	1,83	2,32	1/8	0,317	3,33	1,15	1,17	0,76	1,07
1.1/2 x 3/16	1.1/2	3,810	2,68	3,42	3/16	0,476	4,58	1,64	1,17	0,74	1,12
1.1/2 x 1/4	1.1/2	3,810	3,48	4,45	1/4	0,635	5,83	2,13	1,15	0,74	1,19
1.3/4 x 1/8	1.3/4	4,445	2,14	2,71	1/8	0,317	5,41	1,64	1,40	0,89	1,22
1.3/4 x 3/16	1.3/4	4,445	3,15	4,00	3/16	0,476	7,50	2,30	1,37	0,89	1,30
1.3/4 x 1/4	1.3/4	4,445	4,12	5,22	1/4	0,635	9,57	3,13	1,35	0,86	1,35
2 x 1/8	2	5,080	2,46	3,10	1/8	0,317	7,91	2,13	1,60	1,02	1,40
2 x 3/16	2	5,080	3,63	4,58	3/16	0,476	11,70	3,13	1,58	1,02	1,45
2 x 1/4	2	5,080	4,74	6,06	1/4	0,635	14,60	4,10	1,55	0,99	1,50
2 x 5/16	2	5,080	5,83	7,42	5/16	0,794	17,50	4,91	1,53	0,99	1,55
2 x 3/8	2	5,080	6,99	8,76	3/8	0,952	20,00	5,73	1,50	0,99	1,63
2.1/2 x 3/16	2.1/2	6,350	4,57	5,80	3/16	0,476	23,00	4,91	1,98	1,24	1,75
2.1/2 x 1/4	2.1/2	6,350	6,10	7,67	1/4	0,635	29,00	6,40	1,96	1,24	1,83
2.1/2 x 5/16	2.1/2	6,350	7,44	9,48	5/16	0,794	35,00	7,87	1,93	1,24	1,88
2.1/2 x 3/8	2.1/2	6,350	8,78	11,16	3/8	0,952	41,00	9,35	1,91	1,22	1,93
3 x 3/16	3	7,620	5,52	7,03	3/16	0,476	40,00	7,21	2,39	1,50	2,08
3 x 1/4	3	7,620	7,29	9,29	1/4	0,635	50,00	9,50	2,36	1,50	2,13
3 x 5/16	3	7,620	9,07	11,48	5/16	0,794	62,00	11,60	2,34	1,50	2,21
3 x 3/8	3	7,620	10,71	13,61	3/8	0,952	75,00	13,60	2,31	1,47	2,26
3 x 1/2	3	7,620	14,00	17,74	1/2	1,270	91,00	18,00	2,29	1,47	2,36
3.1/2 x 1/4	3.1/2	8,890	8,56	10,90	1/4	0,635	83,70	13,00	2,77	1,76	2,46
3.1/2 x 5/16	3.1/2	8,890	10,59	13,50	5/16	0,794	102,00	16,00	2,75	1,75	2,52
3.1/2 x 3/8	3.1/2	8,890	12,58	16,00	3/8	0,952	121,00	19,20	2,75	1,75	2,58
4 x 1/4	4	10,160	9,81	12,51	1/4	0,635	125,00	16,40	3,17	2,00	2,77
4 x 5/16	4	10,160	12,19	15,48	5/16	0,794	154,00	21,30	3,15	2,00	2,84
4 x 3/8	4	10,160	14,57	18,45	3/8	0,952	183,00	24,60	3,12	2,00	2,90
4 x 7/16	4	10,160	16,80	21,35	7/16	1,111	208,00	29,50	3,12	1,98	2,95
4 x 1/2	4	10,160	19,03	24,19	1/2	1,270	233,00	32,80	3,10	1,98	3,00
5 x 5/16	5	12,700	15,31	19,50	5/16	0,794	308,00	33,40	3,97	2,53	3,47
5 x 3/8	5	12,700	18,30	23,29	3/8	0,952	362,00	39,50	3,94	2,51	3,53
5 x 1/2	5	12,700	24,10	30,64	1/2	1,270	470,00	52,50	3,91	2,49	3,63
5 x 5/8	5	12,700	29,80	37,80	5/8	1,588	566,00	64,00	3,86	2,46	3,76
5 x 3/4	5	12,700	35,10	44,76	3/4	1,905	653,00	73,80	3,81	2,46	3,86

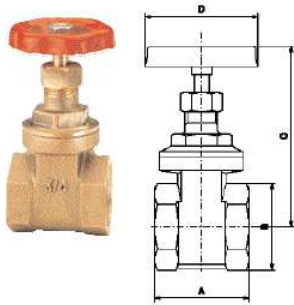
ANEXO J: INFORMACION TECNICA DE LA BARRA CUADRADA MARCA GERDAU

Diámetro (pul)	Diámetro (mm)	Peso Lineal (kg/m)
5/16	7,94	0,50
3/8	9,53	0,71
1/2	12,70	1,27
5/8	15,88	1,98
3/4	19,05	2,85
7/8	22,23	3,88
1	25,40	5,06
1.1/4	31,75	7,91
1.5/16	33,34	8,50
1.1/2	38,10	11,15
1.3/4	44,45	15,19
1/4	0	-
1.1/8		

ANEXO K: INFORMACION TECNICA DE LA VALVULA DE COMPUERTA

160

BRONZE GATE VALVE



SUITABLE FOR DOMESTIC WATER SERVICES AND HEATING PLANTS

SIZE	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
A (mm)	38	38	45	48	51	57	61	76	80	96
B (mm)	25	25	36	43	54	62	76	95	112	140
C (mm)	66	68	78	90	108	122	125	175	205	235
D (mm)	45	45	45	50	55	60	70	100	100	120
ISO 228 (mm)	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
ISO 228 (mm)	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230

Female/female threads

Handle in steel

Body in bronze

Minimum and maximum working temperatures: 0°C, 120°C in absence of steam.

Threads: ISO228 (equivalent to DIN259 and BS2779)

ANEXO L: INFORMACION TECNICA DE LAS PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE 316L

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	149	149	
Hardness, Rockwell B	80	80	
Hardness, Vickers	155	155	
Tensile Strength, Ultimate	515 MPa	74700 psi	
Tensile Strength, Yield	205 MPa	29700 psi	
Elongation at Break	60.0 %	60.0 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	193 GPa	28000 ksi	
Charpy Impact	103 J	76.0 ft-lb	V-notch, 30°C
Izod Impact	150 J	111 ft-lb	21°C

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000740 ohm-cm	0.0000740 ohm-cm	at 20°C
Magnetic Permeability	1.008	1.008	at RT

Thermal Properties	Metric	English	Comments
Specific Heat Capacity	0.500 J/g-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	0.120 BTU/lb-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
Melting Point	1375 - 1400 °C	2507 - 2550 °F	
Solidus	1375 °C	2507 °F	
Liquidus	1400 °C	2550 °F	
Maximum Service Temperature, Air	870 °C	1600 °F	Intermittent Service
	925 °C	1700 °F	Continuous Service

Material Components Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.030 %	0.030 %	
Chromium, Cr	17.0 %	17.0 %	
Iron, Fe	65.0 %	65.0 %	
Manganese, Mn	2.0 %	2.0 %	
Molybdenum, Mo	2.50 %	2.50 %	
Nickel, Ni	12.0 %	12.0 %	
Phosphorous, P	0.045 %	0.045 %	
Silicon, Si	1.0 %	1.0 %	
Sulfur, S	0.030 %	0.030 %	

ANEXO M: INFORMACION TECNICA DE LAS PROPIEDADES DE LA BAQUELITA

Propiedades	Unidades	Valor promedio
Densidad	g/cm ³	1,4
Resistencia a la flexión	M Pa	150
Resistencia a la tracción	M Pa	120
Resistencia a la compresión	M Pa	150
Resistencia al impacto a _{n15}	kJ/m ²	20
Prueba a voltaje de 1 minuto en aceite a 90°C. - Perpendicular a las capas para 3 mm espesor	kw	15
- Paralela a las capas para distancia 25 mm		15
Absorción agua, probeta de 4mm espesor	mg	125
Clase térmica	°C	120

Placas baquelita espesores en mm.	
0,50 mm.	Espesores de 0,30 a 50 mm.
0,80 mm.	Formatos: 1000 x 1000 mm. y 2000 x 1000 mm.
1,00 mm.	Otros formatos y espesores consultar
1,50 mm.	PUEDE SUMINISTRARSE CORTADO A MEDIDA
Resistencia al impacto a _{n15}	
2,00 mm.	
de 3 mm. en adelante	

ANEXO N: INFORMACION TECNICA DEL DISEÑO DEL ACOPLE HEXAGONAL

PC4 POLYGON STANDARDS

Remarks

1. D_a and D_i are equivalent to the normal spline diameters.

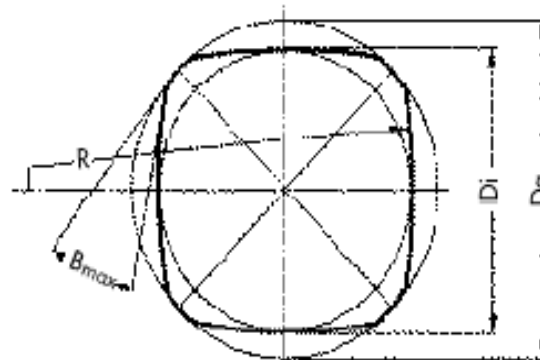
2. For drafting purposes only

$$R = \frac{D_i}{2} + 16e$$

3. Listed shaft tolerances is for sliding fits (g6) only. For tighter fits, move D_i tolerance band only to suit. D_a dimensions are never changed for all normal applications.

4. Specify profile by D_a nominal dimension with D_i tolerance.

5. Shaft D_i tolerances are based on ISA Class 6. Bore D_i tolerances are based on ISA Class 7.



NOMINAL SIZE			DESIGN DATA				PRODUCTION DATA										
Da		Di	e	R	A	Bmax	Wp	BORE SIZE FOR BROACH		ROUGH MACHINED SHAFT DIA.	BORE FINAL TOLERANCE			SHAFT FINAL TOLERANCE			
ins.		ins.	ins.	ins.	ins. ²		ins. ³	ins.		ins.	Da ins.	Di ins.	e ins.	Da ins.	Di ins.	e ins.	
3/16	0.1875	0.160	0.025	0.48	0.023	28"	.0008	0.160	+ .0006 0	0.183	+ .001	+ .0006 - 0	+ .0006 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .00015 - .00045	+ .0002 - .0001
1/4	0.250	0.210	0.030	0.58	0.040	29"	.0018	0.210	+ .0006 0	0.246	+ .001	+ .0006 - 0	+ .0006 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .00015 - .00045	+ .0002 - .0001
5/16	0.3125	0.270	0.035	0.70	0.065	26"	.0039	0.270	+ .0006 0	0.308	+ .001	+ .0006 - 0	+ .0006 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .0002 - .0006	+ .0002 - .0001
3/8	0.375	0.320	0.040	0.80	0.091	28"	.0064	0.320	+ .0006 0	0.371	+ .001	+ .0007 - 0	+ .0006 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .0002 - .0006	+ .0002 - .0001
7/16	0.4375	0.365	0.045	0.90	0.120	29"	.0095	0.365	+ .0006 0	0.433	+ .001	+ .0007 - 0	+ .0007 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .0002 - .0006	+ .0002 - .0001
1/2	0.500	0.415	0.075	1.41	0.155	31"	.0140	0.415	+ .0006 0	0.496	+ .001	+ .0007 - 0	+ .0007 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .00025 - .00065	+ .0002 - .0001
5/8	0.625	0.525	0.075	1.46	0.25	29"	.028	0.525	+ .0010 0	0.621	+ .001	+ .0007 - 0	+ .0007 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .00025 - .00065	+ .0002 - .0001
3/4	0.750	0.625	0.125	2.29	0.35	31"	.048	0.625	+ .0010 0	0.746	+ .001	+ .0008 - 0	+ .0008 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .00025 - .00065	+ .0002 - .0001
7/8	0.875	0.725	0.150	2.76	0.47	31"	.075	0.725	+ .0012 0	0.871	+ .001	+ .0008 - 0	+ .0008 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .0003 - .0008	+ .0002 - .0001
1	1.000	0.850	0.150	2.83	0.65	29"	0.12	0.850	+ .0012 0	0.996	+ .001	+ .0008 - 0	+ .0008 - 0	+ 0 - .0002	- .003 - .005	- .0003 - .0008	+ .0002 - .0001
1-1/8	1.125	0.960	0.200	3.68	0.81	30"	0.17	0.950	+ .0012 0	1.121	+ .001	+ .0010 - 0	+ .0008 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0003 - .0008	+ .0003 - .0001
1-1/4	1.250	1.040	0.200	3.72	0.98	31"	0.22	1.040	+ .0012 0	1.246	+ .001	+ .0010 - 0	+ .0010 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0003 - .0008	+ .0003 - .0001
1-3/8	1.375	1.135	0.225	4.18	1.17	32"	0.29	1.135	+ .0012 0	1.371	+ .001	+ .0010 - 0	+ .0010 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0003 - .0008	+ .0003 - .0001
1-1/2	1.500	1.260	0.225	4.23	1.43	30"	0.39	1.260	+ .0016 0	1.496	+ .001	+ .0010 - 0	+ .0010 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0004 - .0010	+ .0003 - .0001
1-3/4	1.750	1.480	0.250	4.74	1.94	29"	0.64	1.480	+ .0016 0	1.746	+ .001	+ .0010 - 0	+ .0010 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0004 - .0010	+ .0003 - .0001
2	2.000	1.700	0.250	4.85	2.60	29"	0.92	1.700	+ .0016 0	1.996	+ .001	+ .0012 - 0	+ .0010 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0004 - .0010	+ .0003 - .0001
2-1/4	2.250	1.920	0.275	5.36	3.32	28"	1.41	1.920	+ .0018 0	2.246	+ .001	+ .0012 - 0	+ .0012 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0004 - .0011	+ .0003 - .0001
2-1/2	2.500	2.135	0.275	5.46	4.10	28"	1.91	2.135	+ .0018 0	2.496	+ .001	+ .0012 - 0	+ .0012 - 0	+ 0 - .0003	- .003 - .005	- .0004 - .0011	+ .0003 - .0001

DESIGN OF SHAFTS AND HUBS

Shafts

Maximum Torsional Moment:	$MT = T \cdot W_p$
For PC4 profiles:	$W_p \approx \frac{\pi}{16} \cdot D^3$
For P3 profiles:	$W_p \approx \frac{\pi D_m^4}{16 D_a}$
Maximum Bending Moment:	$M_b = Q_b \cdot W_x$
For PC4 profiles:	$W_x \approx 0.15 D^3$
For P3 profiles:	$W_x \approx \frac{\pi \cdot D_m^4}{32 D_a}$

Hubs

Wall Thickness of Hub:

For PC4 profiles:	$s = 0.7 \sqrt{\frac{M}{Q \cdot b}}$
For P3 profiles:	$s = 1.44 \sqrt{\frac{M}{Q \cdot b}}$
For P3 profiles: (over 1-3/8" dia.)	$s = 1.2 \sqrt{\frac{M}{Q \cdot b}}$
where $s = \frac{D_h}{2} - \frac{D_a}{2}$	

Surface Pressure

For PC4 profiles:	$P = \frac{M_t}{b \left(\pi \cdot D_m + \frac{D_m^2}{20} \right)}$	Where $D_m = D_h + 2s$
For P3 profiles:	$P = \frac{M_t}{b \left(\frac{1}{4} \pi \cdot D_m + \frac{D_m^2}{20} \right)}$	

Profile Coordinates

$$X = \left(\frac{D_h}{2} + s \right) \cos \alpha - e \cos n \alpha \cos \alpha - ne \sin n \alpha \sin \alpha$$

$$Y = \left(\frac{D_h}{2} + s \right) \sin \alpha - e \cos n \alpha \sin \alpha + ne \sin n \alpha \cos \alpha$$

Glossary of Terms

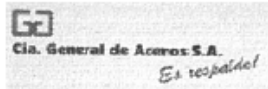
D_a	= Diameter of profile circumscribed circle	ins.	M_b	= Bending moment	lb. ins.
D_h	= Diameter of profile inscribed circle	ins.	M_t	= Torsional moment	lb. ins.
D_m	= "Mean" diameter of profile	ins.	P	= Surface pressure	lbs/in ²
e	= The eccentric displacement of the polygon grinder		S	= Minimum wall thickness of hub	ins.
α	= The angle of rotation of the workpiece		T	= Admissible torsional stress	lbs/in ²
n	= The ratio of the wheelhead eccentric rotation to workpiece rotation (3 for P3 polygon and 4 for PC4 polygon)		W_p	= Polar moment of resistance	ins. ³
b	= Hub width	ins.	W_x	= Equatorial moment of resistance	ins. ³
D_h	= Outside diameter of hub	ins.	Q	= Admissible tensile stress	lbs/in ²
			Q_b	= Admissible bending stress	lbs/in ²

ANEXO O: INFORMACION TECNICA DE LA LÁMINA ESTRUCTURAL

DESIGNACION		COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS		
									Resistencia a la tracción	Límite Elástico	Alargamiento %
APLICACIONES	ASTM	DIN 17100	C	Mn	Si	Cu	S max	P max	Kg/mm ²	Kg/mm ²	200 - 50 mm
Estructuras en General	A-36	ST 33-1.2	0.29 max	0.81-1.2	0.13 - 0.4	0.2	0.05	0.04	41 - 56	26	20
Tanques de Almacenamiento	A-283 Gr.C	RST 37-1.2	0.24 max	0.9	-	0.2 mín	0.05	0.04	39 - 49	21	22
Construcción naval en General	A-131 Gr.-A	RST 34-1.2	0.23	-	-	-	0.05	0.05	41 - 50	23	21
Recipientes a presión de baja a intermedia resistencia a la tracción	A-285 Gr. C	EN 17155	0.28 max.	0.9 max	-	-	0.040	0.035	39 - 53	21	23
Recipientes a presión para servicios a temperaturas intermedias y altas.	A-515 Gr.70	-	0.35 max	1.2 max	0.15 - 0.4	-	0.040	0.035	49 - 63	27	21

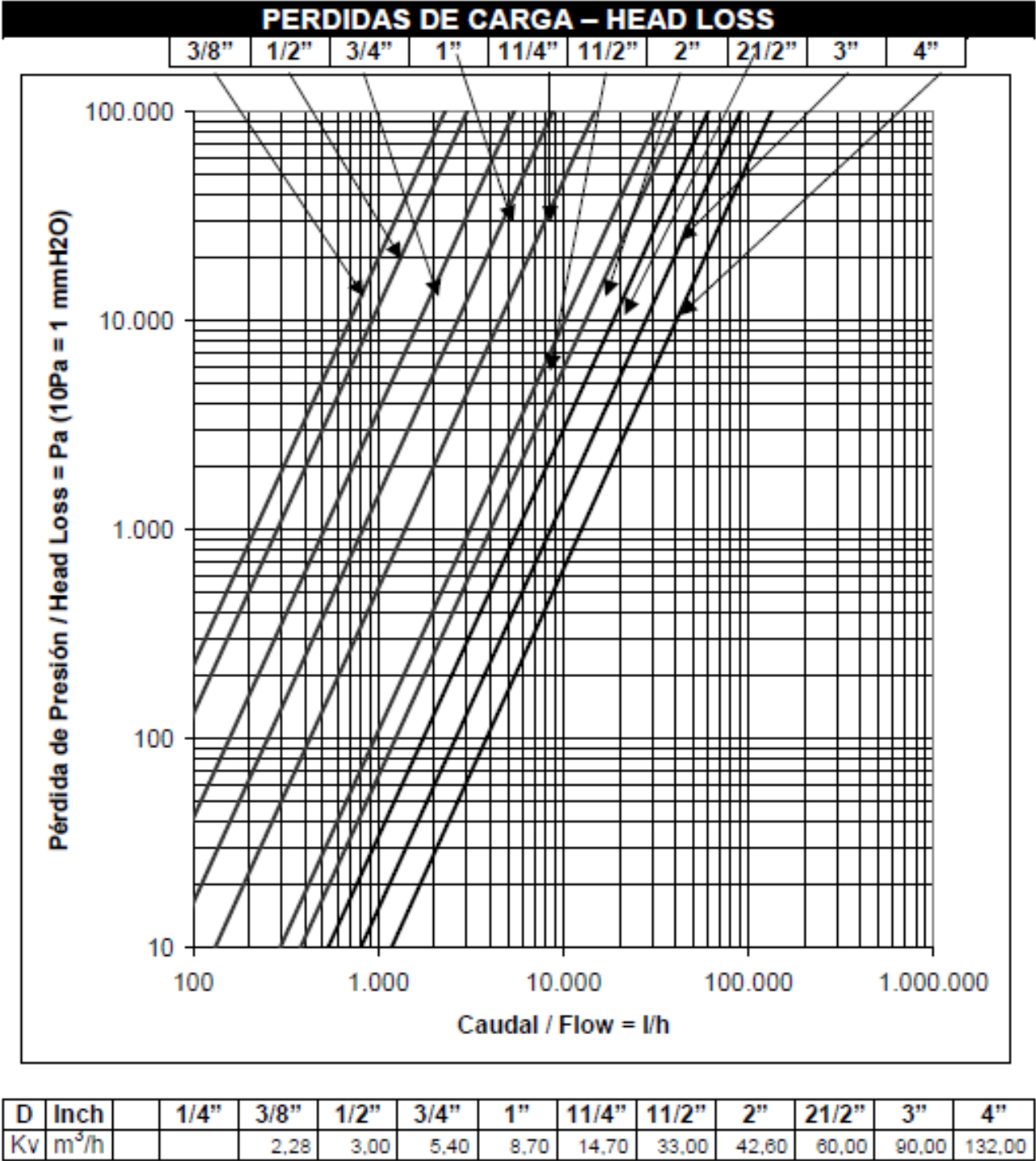
DESIGNACION		COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS		
									Resistencia a la tracción	Límite Elástico	Alargamiento %
APLICACIONES	ASTM	DIN 17100	C	Mn	Si	Cu	S max	P max	Kg/mm ²	Kg/mm ²	200 - 50 mm
Recipientes a presión para servicio de media y baja temperatura	A-516 Gr 70		0.31 max	0.81-1.2	0.15-0.48	-	0.04	0.035	43 - 63	27	21
				V	Ni	Cr	Mn				
			0.03 max	0.40 max	0.30 máx.		0.12				
		42	0.21	1.35	2.40		0.05	0.04	42.27	30	20
		60	0.23	1.35	2.40		0.05	0.04	49.31	35	18
		60	0.60	1.35	2.40		0.05	0.04	52.84	42	16
		65	0.23	1.65	2.40		0.05	0.04	58.36	45	16
		65	0.26	1.35	2.40		0.05	0.04			
Construcciones soldadas, remachadas o atornilladas.	ANGULO ASTM A-572										
	ANGULO ASTM A-242	-	0.15	1	-	0.20	0.05	0.15	49.31	35.22	18

ANEXO P: INFORMACION TECNICA DEL BRONCE



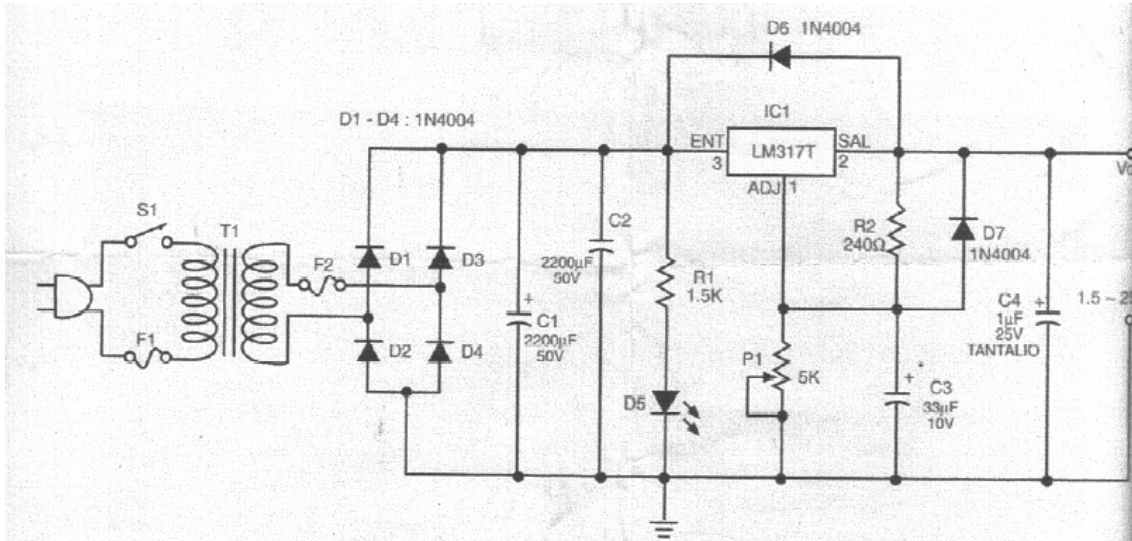
REFERENCIA	COLOR	NOMBRE COMRCIAL	COMPOSICION QUIMICA												PROPIEDADES MECANICAS	
			Cu	Sn	Pb	Zn	P	Fe	Sb	Ni	Mn	S	Si	Al	Resistencia a la tracción	Dureza
SAE 40 (C A 836)(ASTM B 145-4A) Aplicación: Piezas de uso general que requieren para moderada resistencia mecánica y buena maquinabilidad como válvula de baja presión, accesorios para tuberías tales como codos, tees, reducciones, etc.	Rojo	Latón rojo al plomo Aleación de cobre Estano Plomo y Zinc	84-86%	4-6 %	4-6 %	4-6 %	0.05% Max.	0.3% Max.	0.25% Max.	1% Max.	-	0.08% Max.	-	0.005% Max.	37 KSI	60 HB

ANEXO Q: DIAGRAMA DE PERDIDAS DE LA VALVULA

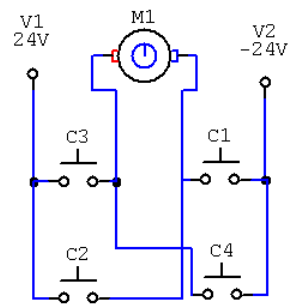


ANEXO R: DIAGRAMA DEL CIRCUITO ELECTRONICO

Convertidor de voltaje de 120 V (AC) a 24 V (DC):



Controlador para el sentido del motor



**ANEXO S: DATOS OBTENIDOS DE ANTERIORES PRUEBAS DE LABORATORIO
CON LA TURBINA EN FUNCIONAMIENTO**

								AGUA TORRE			
		BYPASS		TURBINA		AGUA CONDENSADA		ENTRADA		SALIDA	
RPM	HORA	T °C	P Psi	T °C	P Psi	T °C	P Psi	T °C	P Psi	T °C	P Psi
	10:47	110	19	24	21	40	25	40	38	41	19
	11:12	80	19	143	45	30	45	28	38	31	19
830	11:36	120	18	125	28	30	21	26	38	28	19
1500	11:51	105	18	135	32	30	33	38	26	29	19
2000	11:55	92	18	138	35	34	35	28	38	30	19
2500	12:02	90	19	141	40	40	40	30	38	32	19
2400	12:07	82	19	131	24	60	24	28	30	31	19
2400	12:11	80	20	136	28	62	30	29	38	32	19

