

T
621.51
ESP



Escuela Superior Politécnica del Litoral
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción



“Modernización del Sistema de Aire de
Alta Presión de las Corbetas Misileras
de la Armada del Ecuador”

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
BRYAN FABRIZIO ESPINOZA ESTRELLA



Guayaquil - Ecuador

Año - 2000



D-21186

CIB

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que colaboraron en la realización de este trabajo, hago un agradecimiento especial a el Tnte. Dimitri Dávila, al Doc. Alfredo Barriga por la dedicación prestada, y de igual forma al Ing. Eduardo Orces Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A mis padres por toda su entrega

A Dios.

DECLARACIÓN EXPRESA

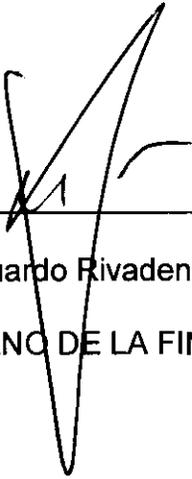
“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la **ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DE LITORAL** ”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

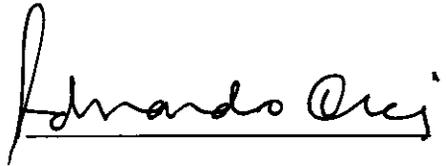


BRYAN ESPINOZA ESTRELLA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



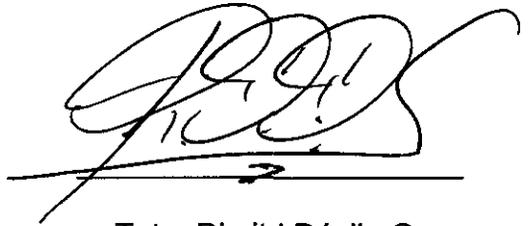
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Eduardo Orcés P.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL



Tnte. Dimitri Dávila G.
VOCAL

RESUMEN

El presente trabajo se desarrolla partiendo del estudio que se realiza al sistema de aire de alta presión en las corbetas misileras de la Armada del Ecuador, en el BAE Esmeraldas particularmente. Este sistema de aire trabaja con presiones elevadas de 206 bar, el cual sirve para suministrar aire comprimido a:

- El sistema lanzatorpedos de babor (izquierda) como de estribor (derecha).
- A la ametralladora ubicada en popa (parte trasera).
- Al sistema contraincendios del puente de vuelo (helipuerto) y
- A los sistemas contraincendios de la sala de máquinas de proa, popa y al cuarto de almacenamiento de kerosene.

Por razón del excesivo tiempo que tardaba el sistema en presurizarse cuando se requería usarlo, se optó en el año 95 por suministrar aire directamente del compresor a las diferentes unidades de servicio, permitiendo solucionar por el momento el problema sin tomar una decisión mas técnica y adecuada para evitar la degradación del equipo. Desde esa época en adelante se sigue esta práctica, quedando la mayor parte del sistema deshabilitado, sometiendo a los equipos a aspirar aire con partículas en suspensión tales como sales, hollín, aceite y una mayor cantidad de agua, parte de la cual normalmente se condensa en el acumulador.

El estudio por tanto se orienta a puntos específicos tales como:

- La rehabilitación del sistema de aire de alta presión para su correcto uso y la presurización permanente de este para tener un tiempo de respuesta inmediato del sistema.
- La preparación del aire, que consiste principalmente en su deshumificación, que para efecto se diseña un secador por el sistema de



enfriamiento con la correspondiente selección del equipo refrigerante. Con esto se logra poner en óptimas condiciones al aire comprimido con una baja temperatura mejorando su caudal normal.

- Y finalmente modernizar el sistema de control proporcionando al sistema de aire de alta presión un sistema de evaluación de fugas a través de un monitoreo continuo por medio de sensores analógicos que transmitirán señales a un controlador lógico programable PLC y este a un monitor, el cual estará ubicado en el cuarto de mando.

La primera parte de esta tesis empieza por la descripción de todo el sistema de aire de alta presión, aquí se presentan datos técnicos para poder contar con los datos pertinentes y hacer uso de estos en los cálculos que se realizan. Se continua con la descripción de su situación actual y de los requerimientos que necesita el sistema para un eficiente uso y de esta forma alargar la vida útil de los equipos.

En el capítulo tercero se realizan los estudios para:

- a) La rehabilitación del sistema y la de su presurización permanente determinando además el rango de presión en la que trabajaría el compresor
- b) Se diseña el intercambiador de calor y se selecciona la unidad refrigerante.
- c) Se selecciona las válvulas solenoides y los sensores de presión determinando a estos últimos los rangos en los que estarían trabajando en el caso de detectar fugas agresivas y
- d) Se diseña el sistema de control y conjuntamente se selecciona y se programa el PLC.

Finalmente en el último capítulo se realiza un estudio de costos para la implementación de todo el diseño.

INDICE GENERAL

RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
ABREVIATURAS	XI
SIMBOLOGIA	XII
INDICE DE FIGURAS	XIII
INDICE DE TABLAS	XIV
INDICE DE PLANOS	XV
INTRODUCCION	1
I. DESCRIPCION GENERAL	3
1.1 Maquinaria para la generación del aire comprimido	3
1.2 Almacenamiento del aire comprimido.....	6
1.3 Sistema de aire comprimido para el servicio de armamento y servicio contra incendio.....	9
1.4 Sistema emergente para el sistema de baja presión	13
II. SITUACIÓN ACTUAL Y REQUERIMIENTOS	14
2.1 Situación actual.....	14
2.2 Requerimientos.....	17

2.2.1	Habilitación de todo el sistema de aire de alta presión y presurización permanente.....	17
2.2.2	Preparación del aire comprimido de alta presión	18
2.2.3	Modernización del sistema de control	21
III.	DISEÑO DEL SISTEMA.....	22
3.1	Habilitación de todo el sistema de aire de alta presión y presurización permanente.....	22
3.2	Secado de aire.....	25
3.2.1	Diseño del intercambiador de calor.....	26
3.2.1.1	Diseño del espiral enfriador.....	27
3.2.1.2	Diseño de la coraza del secador	43
3.2.2	Selección del equipo refrigerante.....	50
3.2.3	Determinación del espesor del aislante térmico	54
3.3	Modernización del sistema de control.....	57
3.3.1	Seccionamiento del sistema y equipamiento.....	59
3.3.1.1	Selección de válvulas solenoides.....	64
3.3.1.2	Selección de sensores de presión.....	64
3.3.2	Determinación de rangos de caídas de presión	67
3.3.3	Sistema de control	77
3.3.3.1	Diseño del sistema de control.....	77
3.3.3.2	Selección del PLC	79
3.3.3.3	Programación.....	82

IV. ANALISIS DE COSTOS95

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

Atm	=	Atmósfera
Btu	=	Unidad térmica Inglesa
cfm	=	pie cúbico por minuto
cm	=	centímetro
g	=	gramo
Gpa	=	Giga-Pascal
hp	=	Caballos de fuerza
J	=	Joule
Kg	=	Kilogramo
KW	=	Kilowatt
Lb	=	Libra
m	=	metros
mbar	=	milibares
min	=	minuto
mm	=	milímetro
Mpa	=	Mega-Pascal
psi	=	libras por pulgada cuadrada
psia	=	libras por pulgada cuadrada absolutas
rpm	=	Revoluciones por minuto
s	=	Segundos

SIMBOLOGÍA

A	=	Area
°C	=	Grados centígrados
C_p	=	calor específico
E	=	Módulo de elasticidad
h	=	Coeficiente de convección térmico
h	=	Entalpia específica
k	=	Coeficiente de conducción térmica
L	=	Longitud
\dot{m}	=	Flujo másico
n	=	factor de seguridad
\bar{Nu}_D	=	Número de Nusselt
P	=	Presión
Q	=	Caudal
\dot{q}	=	Calor por unidad de tiempo
R	=	Constante específica del aire
Re_D	=	Número de Reynolds
T	=	Temperatura
t	=	Espesor
U	=	Coeficiente de transferencia de calor total
V	=	velocidad
$X_{fd,h}$	=	Longitud mínima para flujo desarrollado
δ	=	Densidad
μ	=	Relación de Poisson
μ	=	Viscosidad
ν	=	Viscosidad cinemática
π	=	3.14159265...
σ	=	Esfuerzo
ω	=	Relación de humedad (agua/aire)
ΔT_{lm}	=	Diferencia de temperatura media logaritmica
\emptyset	=	Diámetro
ϕ	=	Humedad relativa

INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1	Esquema para la orientación en una corbeta7
Figura 1.2	Distribución de equipos y unidades en corbeta8
Figura 1.3	Esquema del sistema contraincendio en servicio de la sala de máquinas de proa y popa.....11
Figura 3.1	Valores de temperatura del aire ambiental31
Figura 3.2	Valores de humedad relativa ambiental.....31
Figura 3.3	Diagrama de flujos cruzados en el intercambiador de calor.34
Figura 3.4	Condiciones de trabajo del intercambiador de calor36
Figura 3.5	Estado de esfuerzos en la sección cilíndrica del intercambiador de calor.....45
Figura 3.6	Estado de esfuerzos en la sección semiesférica del intercambiador de calor.....49
Figura 3.7	Cuadro representativo de las caídas de presión en función del tiempo68
Figura 3.8	Diagrama de flujo para la secuencia lógica del PLC80
Figura 3.9	Programación con lógica en escalera89
Figura A-1.1	Esquema de un secador por absorción
Figura A-1.2	Esquema de un secador por adsorción
Figura A-1.3	Esquema de un secador por enfriamiento
Figura A-2.1	Esquema de las partes constitutivas de un PLC
Figura B-1	Contenido de agua del aire en el punto de rocío

INDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla I	Parámetros de funcionamiento del compresor5
Tabla II	Propiedades del Hallon 1301..... 12
Tabla III	Presiones de trabajo máximas y mínimas de los equipos.....24
Tabla IV	Selección de Equipo Refrigerante52
Tabla V	Dimensionamiento de la unidad de refrigeración..... 53
Tabla VI	Resistencia térmica total para varios espesores de aislante56
Tabla VII	Selección de sensores de presión.....66
Tabla VIII	Masa total de aire en el sistema.....72
Tabla IX	Rangos de caídas de presión para fugas agresivas.....76
Tabla B-1	Constantes elásticas y físicas de materiales
Tabla B-2	Propiedades termofísicas del aire a presión atmosféricas
Tabla B-3	Constantes de la ecuación de HILPERT para cilindros con flujos cruzados
Tabla B-4	Características mecánicas de los aceros
Tabla B-5	Propiedades termofísicas de algunos sólidos
Tabla B-6	Factores de conversión de unidades

INDICE DE PLANOS

- Plano 1 Esquema general del sistema de aire de alta presión**
- Plano 2 Diseño del sistema de secado de aire : Esquema General**
- Plano 3 Sistema de secado: Vista en conjunto**
- Plano 4 Diseño del intercambiador de calor : Carcaza**
- Plano 5 Diseño del intercambiador de calor : Espiral enfriador**
- Plano 6 Esquema del Sistema Monitoreado por sensores**
- Plano 7 Seccionamiento del sistema de aire de alta presión.**

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata sobre la modernización del sistema de control, preparación del aire y habilitación del sistema de alta presión en las corbetas misileras de la Armada del Ecuador.

Este estudio se lo realiza para poner en óptimas condiciones al sistema, con un correcto uso y además para proporcionar un sistema de evaluación de fugas a través de un monitoreo continuo por medio de sensores analógicos, los que transmitirán señales hacia un controlador lógico programable PLC el que procesará la señal y la transmitirá al monitor.

Para tener un correcto uso del sistema de aire de alta presión se lo habilitará en un 100%; actualmente se suministra aire comprimido directamente a las unidades que lo requieran, evitando pasar por los acumuladores y filtros, teniendo de esta forma problemas de condensado, de estabilización de suministro y partículas en suspensión.

Ya que el medio es marino, el aire presenta un alto índice de humedad, siendo esto observable en el drenado de condensado en los diferentes equipos. Para tener un sistema óptimo se ha visto la necesidad de implementar un secador, que debido a su alto costo se ha optado por

diseñarlo, el cual permite además bajar la temperatura del aire y de esta forma conseguir un mejor caudal normal de suministro.

Con el fin de obtener un sistema más seguro de vigilancia, además permanente del sistema se ha visto la necesidad de usar la tecnología del PLC y sensores analógicos, para, de esta forma sensar los parámetros de presión en las diferentes unidades de trabajo y planificar de una forma adecuada, en el tiempo correcto, el mantenimiento respectivo.

Capítulo I

1. DESCRIPCIÓN GENERAL.

1.1 Maquinaria para la generación del aire comprimido.

El aire comprimido para el sistema de alta presión (210 Kg/cm², 206 bar) es generado por un electro-compresor Bauer tipo Marino. La presión máxima de ejercicio es de 225 bar (230 Kg/cm²) y tiene un flujo de descarga de 0.19 m³/min. La potencia del compresor es de 4.8 KW.

El compresor es de émbolo del tipo pistón, tiene tres etapas de compresión por lo que se lo denomina compresor trifásico. Su temperatura límite al momento de compresión es de 48°C como mínimo y 120°C como máximo. Cabe indicar que existe un tablero de control digital instalado junto al compresor, el cual apaga el equipo por medio de señales de alta presión. Esta señal es sensada por una



electro-válvula ubicada en la descarga del compresor. Otras características del compresor se encuentran detalladas en la tabla 1.

TABLA I
PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR

Número de cilindros	3
---------------------	---

	Ø cilindro	presión de ejercicio
1º Cilindro	Ø 88 mm	6 bar
2º Cilindro	Ø 36 mm	45 bar
3º Cilindro	Ø 14 mm	225 bar

Carrera	40 mm
Flujo promedio	0.19 m ³ /min
	6,7 cfm
Velocidad	1300 rpm
Presión de servicio	225 bar
Motor eléctrico	4,8 Kw
Compresor trifásico	4,8 Kw
Contenido de aceite	1600 cm ³
Máxima Temperatura ambiente	40 °C
Temperatura de aire en la descarga	10-15 °C Superior a Temp. Amb.

1.2 Almacenamiento del aire comprimido

El aire generado por el electro-compresor es almacenado en dos acumuladores conectados en serie (ver plano 1).

Un acumulador tiene una capacidad de 100 litros (0.1 m^3) con una presión de 230 Kg/cm^2 (225 bar) ubicado en el cuarto de máquina de proa.

El otro acumulador se encuentra ubicado en popa con una capacidad de 50 litros (0.05 m^3).

Los acumuladores son de forma cilíndrica, en el extremo inferior de cada uno se encuentra una válvula para carga y drenaje. En el extremo superior existe una válvula que distribuye aire a 210 Kg/cm^2 (206 bar), tanto a la línea de alimentación como a un manómetro con el que se mide la presión del acumulador.

Desde el acumulador la línea atraviesa un filtro y una válvula de distribución que alimenta a:

- El cuadro de los torpedos tanto para el de estribor como el de babor (ver figura 1.1 y 1.2).

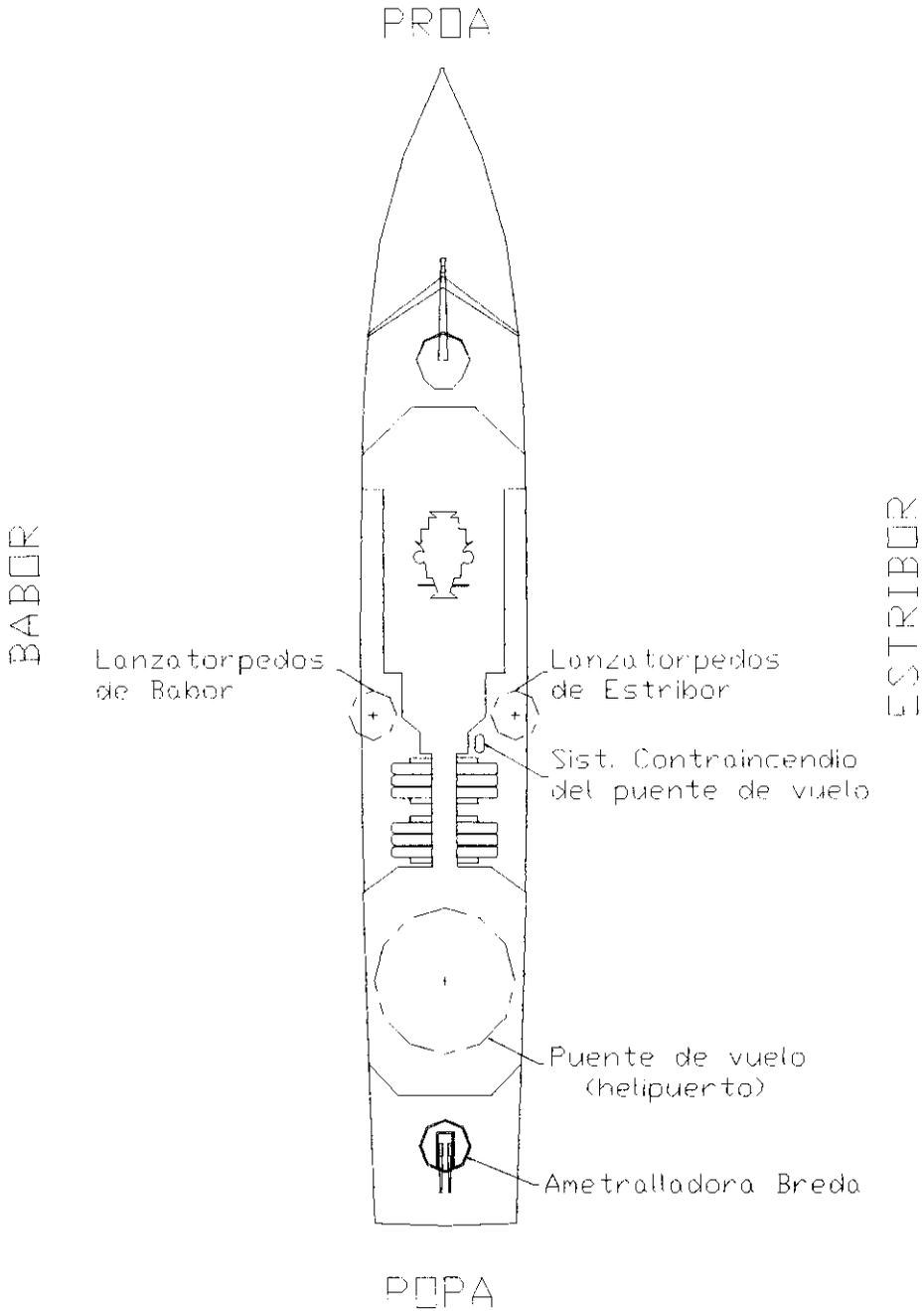


FIGURA 1.1. ESQUEMA PARA LA ORIENTACIÓN EN UNA CORBETA

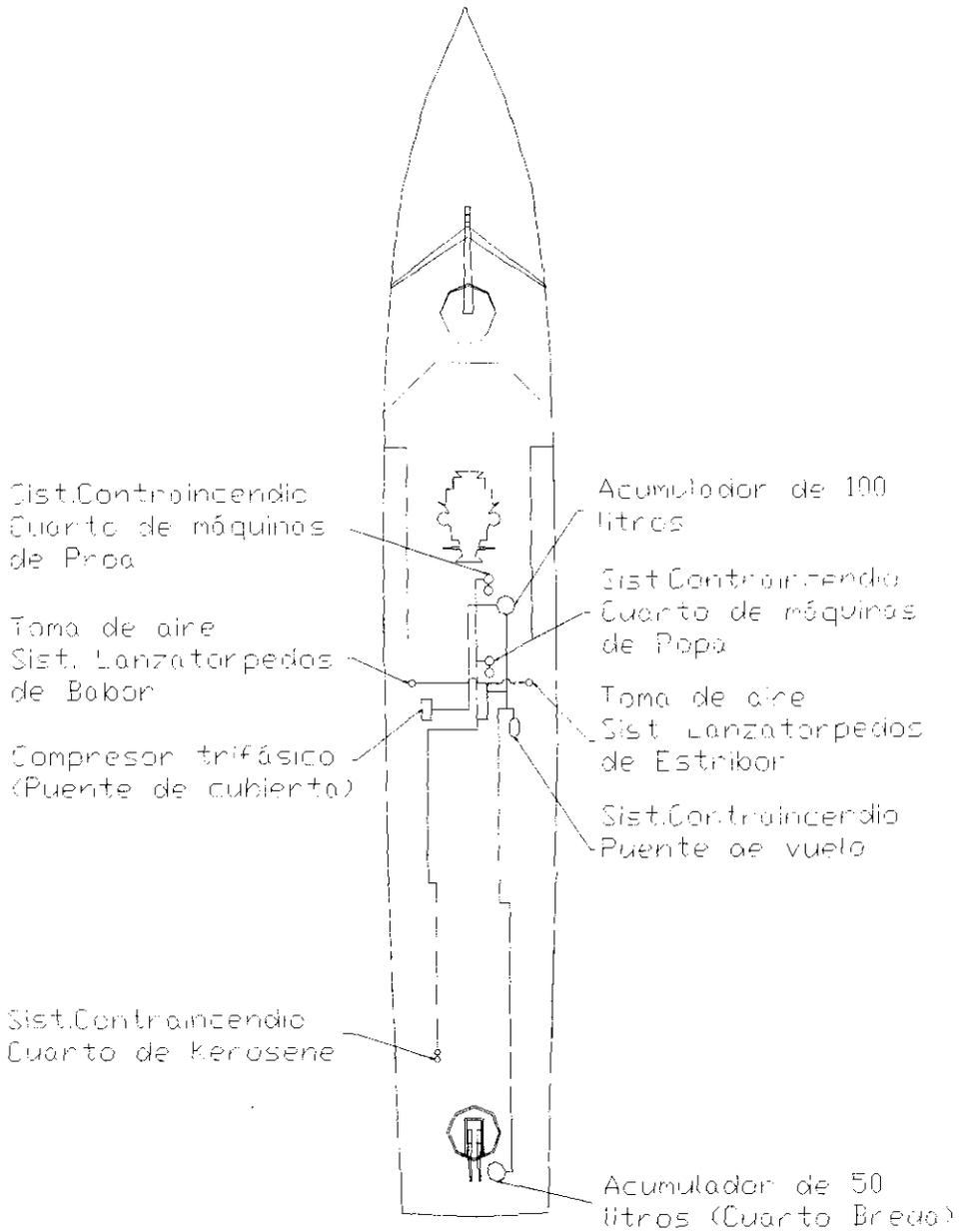


FIGURA 1.2. DISTRIBUCIÓN DE UNIDADES EN LA CORBETA

- El sistema contraincendio tanto para el cuarto de máquinas de proa, popa y el cuarto de Kerosene (Sistema Hallon).
- El sistema contraincendio del puente de vuelo (Sistema Twin Agent.).
- Y, como fuente auxiliar, para el sistema de aire comprimido de baja presión.

1.3 Sistema de aire comprimido para el servicio de armamento y servicio contraincendio.

El aire comprimido a 210 Kg/cm^2 generado por el electro-compresor que atraviesa por el acumulador principal (100 litros), pasa luego a la válvula de distribución, que para llegar con una correcta presión de trabajo a las diferentes unidades distribuye aire a (ver plano 1):

- El cuadro A
- El cuadro Breda
- Sistema de protección de incendio del puente de vuelo

Cuadro A

El aire que sale del acumulador a 210 Kg/cm^2 (206 bar) atraviesa por una válvula de seguridad y por un filtro de aire ubicado en la sala de máquinas de proa. El aire entra a una presión de 210 Kg/cm^2 que a través de una válvula reductora reduce su presión a 150 Kg/cm^2 (147

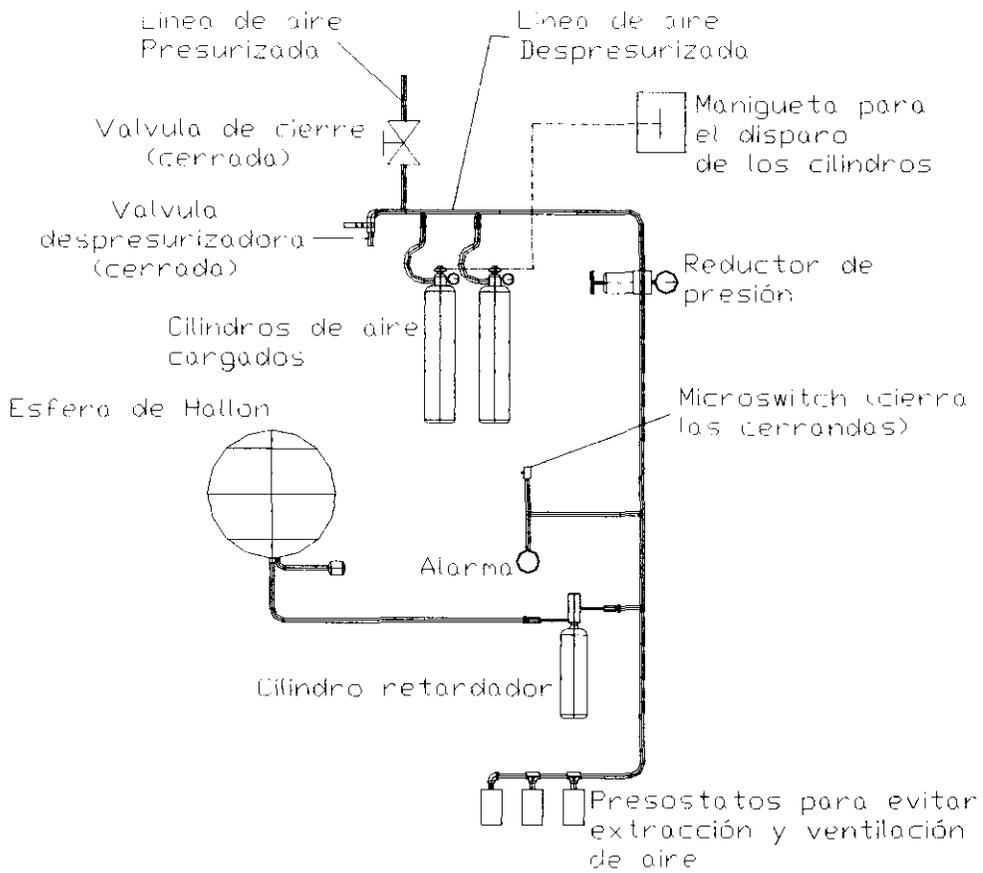
bar). Dentro del cuadro A existe una válvula de seguridad que se accionará al rebasar los 152 Kg/cm^2 (149 bar), un manómetro de servicio instalado en este cuadro permite medir su presión.

El aire en circulación por el cuadro A atraviesa las válvulas de interconexión, las cuales se dirigen al sistema de lanzamiento de torpedos de estribor como de babor.

La otra línea de aire comprimido, alimenta al sistema local contraincendio para la sala de máquinas de proa, popa y al sistema localizado en el cuarto de Kerosene (ver figura 1.3). Este conjunto también es conocido como sistema Hallon, debido a que el agente antiespumante tiene este nombre. Las características de este agente antiespumante se encuentran detalladas en la tabla II.

Cuadro Breda.

El cuadro Breda se encuentra ubicado en la parte posterior del puente de cubierta, con una válvula reductora de presión, la cuál permite reducir la presión de 210 Kg/cm^2 a 30 Kg/cm^2 y 7 Kg/cm^2 para la presión de servicio del arma.



**FIGURA 2.1 ESQUEMA DEL SISTEMA CONTRAINCENDIO EN
SERVICIO DE LA SALA DE MÁQUINAS DE PROA Y POPA**

TABLA II
PROPIEDADES DEL HALLON 1301

Formula Química	CF ₃ Br (Bromotrifluorometano)
Peso molecular	148,9
Punto de ebullición a presión atmosférica	-58 °C
Punto de congelación	-168 °C
Temperatura crítica	-67 °C
Presión crítica	39,1 atm
Densidad a 21 °C fase líquida	1,57 g/cm ³
Densidad a 21 °C fase vapor	0,12 g/cm ³
Calor de vaporización al punto de ebullición	26,5 cal/g
Tipo de incendio a apagar	Tipo A-B-C
Propiedades	Incoloro, inodoro, eléctricamente no conductor

El aire comprimido que se le suministra al cuadro Breda es proveniente del acumulador principal de 100 litros de capacidad, el cual pasa por un filtro, y llega por medio de una válvula de carga y drenaje al acumulador de 50 litros de capacidad, a una presión de 210 Kg/cm^2 (206 bar). Del acumulador de 50 Litros de capacidad por medio de una válvula se distribuye aire a un manómetro con el que se mide la presión del acumulador como al cuadro Breda pasando antes por un filtro.

Sistema Protección de incendio del puente de vuelo

El aire comprimido de alta presión en circulación parte del acumulador principal de 100 Litros pasa luego a la sala de máquinas de proa dirigiéndose después al puente de vuelo el que alimentará al sistema contraincendio, cabe indicar que el sistema contraincendio está antecedido por un filtro.

1.4 Sistema emergente para el sistema de baja presión

En caso de existir un problema en el suministro de aire de "BAJA PRESIÓN" existe la posibilidad (por medio de un reductor de presión de 230 a 40 bar) de suministrar aire a este sistema, para ello se abriría la válvula de interconexión que une a este sistema y a la línea de suministro de aire del acumulador de 100 litros de capacidad.

Capitulo II

2. SITUACIÓN ACTUAL Y REQUERIMIENTOS

2.1 Situación actual

Actualmente el sistema de aire de alta presión no se encuentra habilitado totalmente, pues se tiene como antecedente el excesivo tiempo que tardaba el sistema antes de presurizarse con el tiempo relativo de cuarenta minutos, esto se consideró como algo no beneficioso por el tiempo de respuesta que toma a los equipos entrar a trabajar, por lo que, a raíz del año de 1995, se decide suministrar aire comprimido directamente desde el compresor a las unidades de servicio, es decir se suministra aire directamente a:

- Las botellas de aire del sistema contraincendio Hallon para la sala de maquinas de Proa de popa y para el cuarto de Kerosene.
- A las botellas del sistema contraincendio del puente de vuelo y
- A los cilindros del sistema lanzatorpedos.

Este procedimiento no es apropiado para el sistema ya que acarrea otros problemas el evitar que el aire previamente se almacene en el acumulador, pase por los reductores respectivos de presión y por los filtros de aire; entre estos problemas se menciona:

- **Retener la humedad del aire.**- Se sabe que la gran superficie del acumulador permite una refrigeración adicional del aire lo que provoca se desprenda parte de la humedad relativa y ésta no pase directamente al sistema neumático.

- **Falta de estabilidad en el suministro de aire comprimido.**- El acumulador permite compensar la oscilación de presión en la canalización y cumple de reserva cuando el consumo de aire sea momentáneamente más elevado.

- **Calentamiento excesivo en los cilindros de las diferentes unidades.**- Debido al cambio de presión provocado de una forma inmediata durante el suministro directo en los cilindros de cada unidad, se obtiene una elevación de la temperatura, por lo que el operario se ve obligado a evacuar el calor del cilindro vertiendo

agua sobre él. El diseño del sistema permite la presurización del cilindro en un intervalo de tiempo, evitando esta situación.

- **Falta de seguridad en el control de la presión.**- La presión de trabajo del compresor es de 210 Kg/cm^2 (206 bar) y el de los cilindros de 150 Kg/cm^2 (147 bar), por lo que el operario se verá en la obligación de controlar la correcta presurización del cilindro en el momento de la carga. El sistema a través de los reductores de presión evita esta situación.
- **Aspiración de partículas en suspensión.**- Al evitarse los filtros de aire se permite la aspiración de varias partículas que se encuentran en el medio como sales, impurezas en forma de hollín y residuos de aceite del compresor, las que generan un alto índice de corrosión e incrustaciones.

Este conjunto de problemas traen como consecuencia el mal manejo de los equipos, degradación de los mismos, formación de incrustaciones en las tuberías y la disminución de la vida útil de todo el sistema de aire de alta presión.

2.2 Requerimientos

Para contar con un sistema moderno de evaluación de fugas y con un sistema que trabaje en óptimas condiciones para alargar la vida útil de los equipos con un tiempo de respuesta inmediato en su uso, se ha requerido:

- Habilitar todo el sistema de aire de alta presión y presurizarlo permanentemente.
- Preparar o acondicionar el aire comprimido para su uso y
- Modernizar el sistema de control y de evaluación de fugas.

2.2.1 Habilitación de todo el sistema de aire de alta presión y presurización permanente.

Por los problemas y consecuencias ya mencionados que acarrea el desuso del acumulador, de los filtros, de los reductores de presión, es necesario habilitar y recuperar los elementos del sistema de aire de alta presión.

Considerando que la práctica no tan acertada de deshabilitar el sistema, se da por el tiempo excesivo que tardaba el equipo en llegar a presurizarse, alargando el tiempo de respuesta en el uso de los equipos, se considera la presurización permanente del sistema de aire de alta presión, para poder

contar siempre con aire comprimido en las líneas en el momento en que se requiera usarlo.

2.2.2 Preparación del aire comprimido de alta presión

Para garantizar la fiabilidad del sistema neumático es necesario que el aire alimentado tenga un nivel de calidad suficiente. Ello implica considerar los siguientes factores como presión correcta, aire seco y limpio. Para el acondicionamiento adecuado del aire es recomendable utilizar elementos en el sistema neumático que permitan:

- Secar el aire
- Bajar la temperatura de descarga
- Lubricarlo
- Filtrarlo y
- Evacuar el condensado

Secado de aire

Se conoce que el aire comprimido con un contenido demasiado elevado de humedad reduce la vida útil de los sistemas neumáticos. En el sistema neumático de alta presión de las corbetas se puede presenciar a través del drenado del condensado en los equipos, que el nivel de humedad

absorbido es demasiado alto y esto se debe a que el medio es marino, en donde la humedad relativa es alta; en consecuencia es necesario instalar un secador de aire con el fin de reducir el nivel de humedad, hasta alcanzar los niveles deseados. El nivel de humedad relativa registrado por INOCAR en el sector de base sur de la ARMADA es del 80%, lo que implica un nivel alto de humedad ambiental.

Baja temperatura

En todo sistema de aire comprimido es recomendable bajar la temperatura del aire de descarga con el fin de mejorar las condiciones de suministro del caudal normal.

En el sistema de aire comprimido de alta presión, se establecerá el enfriamiento de 50°C a un promedio de 20°C, esta disminución de temperatura se la realizará a través del sistema de secado por enfriamiento.

Lubricación del aire

En este sistema de aire de alta presión no se necesita lubricar, ya que solo es recomendable lubricar el aire, si existieran partes móviles de válvulas y cilindros, solo en ese caso se

debería enriquecer el aire a presión constante. El aceite que pasa del compresor al aire de descarga no es apropiado, aún existiendo partes móviles en el sistema, ya que este aceite se quema o se evapora al contacto con el calor siendo abrasivo para el medio. Por lo que se aconseja la filtración de estas partículas.

Filtrado de aire

Como se conoce, las impurezas en forma de depósitos, hollín, residuos de aceite del compresor y sobre todo la humedad son una fuente de averías que llegan a estropear tarde o temprano los equipos, generando un alto índice de corrosión e incrustaciones, por lo que se debe dar gran importancia a la filtración de partículas

Actualmente, el sistema de aire de alta presión cuenta con filtros los que garantizan la eliminación de las partículas en suspensión, estos filtros se encuentran ubicados a la salida de cada uno de los acumuladores y a la entrada del sistema contraincendio del puente de vuelo, por lo que no es necesario la implementación de mas filtros (ver plano 1).

2.2.3 Modernización del sistema de control

El mantenimiento del sistema de aire de alta presión actualmente se basa solamente en la inspección visual periódica por parte del operario hacia las unidades de servicio que requieren de aire comprimido; es decir no se cuenta con un sistema de mantenimiento planificado de todo el sistema, incluso porque las líneas de aire se encuentran en desuso como ya se lo ha mencionado.

Para poder contar con un sistema de mantenimiento planificado se requerirá controlar y monitorear las presiones en las diferentes unidades y de esta forma generar una evaluación de pérdidas y fugas en el sistema. Para facilitar este trabajo y debido a que ya se ha utilizado en otras aplicaciones tecnología de punta alcanzando excelentes resultados, se ha visto la necesidad de aplicarla, a través del uso del PLC (controlador lógico programable) y de sensores analógicos de presión, consiguiendo por medio de esto un sistema más seguro y permanente de vigilancia y control.

Capitulo III

3. DISEÑO DEL SISTEMA

3.1 Habilitación de todo el sistema de aire de alta presión y presurización permanente.

Habiéndose previamente considerado que la deshabilitación del sistema fue una consecuencia del tiempo que le tomaba a las líneas de aire presurizarse, se llegó a la conclusión que el sistema deberá permanecer presurizado todo el tiempo; para ello se establece un rango de presión en donde el compresor se encienda al detectar una presión mínima y se apague al detectar una máxima, estas presiones se las establece de la siguiente manera:

- La presión máxima se establece en 206 bar, debido a que es la presión de trabajo diseñado para el sistema.
- La presión mínima de encendido del compresor se la establecerá considerando la presión mínima de trabajo de cada unidad que requiera aire comprimido de alta presión, para ello se presenta la



tabla III, en la que se observa las presiones máximas y las mínimas de funcionamiento efectivo sugeridas por el fabricante con su respectiva variación porcentual entre estos límites de funcionamiento.

Basándose en el conjunto de datos proporcionados en la tabla III, se toma el mínimo limitante, el que establece una variación porcentual en su caída de presión del 10% y corresponde al sistema contraincendio TWIN AGENT. La variación porcentual en la caída de presión del 10% se lo aplica a la presión mínima en la que el compresor entrará a trabajar debido a que esta caída es proporcional a través de los reductores de presión hasta llegar al compresor, por lo que se tiene:

$$\text{Presión min. del compresor} = 206 \text{ bar} - 10\% \times 206 \text{ bar} = 185.4 \text{ bar}$$

Queda establecido de esta manera la presión mínima y máxima en los cuales trabajará el compresor, y se lo detalla en el siguiente cuadro.

	Presión max.	Presión min.	Δ Presión
COMPRESOR	206 bar (210 Kg/cm ²)	185.4 bar (189Kg/cm ²)	10%

TABLA III

PRESIONES DE TRABAJO MÁXIMAS Y MÍNIMAS DE LOS EQUIPOS

Unidad	Presión de trabajo Kg/cm ²	Presión min. de trabajo Kg/cm ²	Δ%
Sistema Lanzatorpedos	150	100	33
Sistema Contraincendio Hallon Proa	150	80	47
Sistema Contraincendio Hallon Popa	150	80	47
Sistema Contraincendio Hallon Ker.	150	80	47
Sistema Contraincendio Twin Agent	200	180	10
Sistema Ametralladora Breda	7	6	14

Cabe indicar varios aspectos adicionales que deberán tomarse en cuenta en el desarrollo de esta aplicación, como son:

- Se deberá realizar un mantenimiento previo de todas las líneas y equipos del sistema de aire de alta presión.
- El rango de presión será digitado en el controlador digital ubicado a un costado del compresor.
- Se deberá realizar una instalación eléctrica permanente para el compresor ya que actualmente no la tiene.
- Se deberá reubicar al compresor desde el puente de cubierta a bajo ambiente. Cabe indicar que anteriormente la ubicación de los compresores era en el cuarto de máquinas de proa. Esta reubicación se deberá realizar, con el fin de evitar que el compresor, además de aspirar aire húmedo, sea bañado con agua salada producto del oleaje, evitando así el deterioro del equipo debido a las acciones corrosivas del agua de mar.

3.2 Secado de aire

Del requerimiento de la preparación o acondicionamiento del aire comprimido se considera el secado del mismo, que para su efecto deberá instalarse un secador de aire, por lo que el mercado ofrece para estas condiciones de presión uno por el sistema de adsorción,

cuyo costo al ser demasiado alto se opta por diseñarlo usando el sistema por enfriamiento. (Para el entendimiento de los diferentes tipos de secadores de aire comprimido ir a Apéndice A -1).

Para el diseño completo del sistema de secado de aire se realizará:

- El diseño del intercambiador de calor
- La selección del equipo refrigerante y la
- Determinación del aislante térmico y su respectivo espesor que cubrirá al intercambiador para evitar pérdidas energéticas.

3.2.1 Diseño del intercambiador de calor

Se opta por diseñar el secador por enfriamiento ya este sistema ofrece ventajas como:

- Servicios sin problemas por varios años
- Tiene una eficiente separación de las gotas de agua, puesto que su inmediato desalojo no permite la reintegración de estas al sistema.
- Enfría el aire comprimido a la temperatura del punto de rocío que se necesita.
- No requiere el uso de sustancias químicas para el enfriamiento y secado como es el caso de los otros

sistemas de secado, en donde se requiere una reposición de los mismos cada cierto tiempo de uso.

El intercambiador de calor a diseñar usará un equipo refrigerante el cual consistirá en un compresor, en un condensador y una válvula de expansión, ya que el líquido refrigerante será el HFC-134a. Dentro del diseño del intercambiador de calor, está el diseño del espiral enfriador y el de su respectiva coraza, ambos diseños realizados para soportar la presión máxima del compresor que es 225 bar.

3.2.1.1 Diseño del espiral enfriador

Para el diseño del espiral enfriador se considerarán dos factores:

- a) El diseño o selección del espesor de la cañería de cobre que se usará y.
- b) El diseño de la longitud total de este, estará en función al calor a remover tanto para la eliminación de la humedad total del aire y la disminución de su temperatura como se lo estableció en los requerimientos del sistema.

A) DISEÑO DEL ESPESOR

Para el cálculo del espesor de la tubería sometido a presión externa se hace uso de la fórmula expresada por A. E. H. Love (2):

$$P_c = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left[\frac{t}{d_{int.}} \right]^3$$

Despejando de la fórmula el espesor máximo que evitará falla por pandeo elástico, tenemos:

$$t = d_{int.} \cdot \left[P_c \times n \times \frac{1 - \mu^2}{2E} \right]^{1/3}$$

donde:

$P_c = 225 \text{ bar} = 22.5 \text{ Mpa}$
(Presión máxima de servicio establecido en capítulo I)

$d_{int.} = 8 \text{ mm} = 8 \times 10^{-3} \text{ m}$
(Dato dado por experiencia y confirmado en cálculos iterativos más adelante)

$n = 2$ (representa un factor de seguridad adicional)

De la tabla B-1, se obtiene para un material de cobre:

$E = 119.0 \text{ GPa}$

$\mu = 0.326$

De la ecuación dada, se obtiene:

$$t = 8 \times 10^{-3} \cdot \left[22.5 \times 10^6 \text{ Pa} \times 2 \times \frac{1 - 0.326^2}{2 \times 119 \times 10^9 \text{ Pa}} \right]^{1/3}$$

$$t = 4.42 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.44 \text{ mm}$$

Como respuesta se obtiene que el espesor mínimo para evitar un pandeo elástico por presión externa es de 0.44 mm, entonces se seleccionará el espesor que da el mercado cuyo promedio es 1 mm aproximadamente.

B) DISEÑO DE SU LONGITUD

Para el cálculo de la longitud ideal del espiral se considerarán varios factores, como condiciones ambientales, del compresor, del flujo a la salida del compresor, del refrigerante, etc.

Condiciones ambientales.- Se ha considerado para el desarrollo de los cálculos la temperatura ambiental y la humedad relativa media normal mensual del aire en el sector de la base sur de la Armada del Ecuador en Guayaquil; estos datos fueron proporcionados por el Instituto Oceanográfico (INOCAR) y se presenta en la figura 3.1 y 3.2 respectivamente.

$$T_{amb} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 80\%$$

Condiciones de la mezcla a la salida del compresor.- Cabe indicar que en el desarrollo se designa con el nombre de mezcla al flujo aire-agua.

ARMADA DEL ECUADOR
 INSTITUTO OCEANOGRÁFICO
 DIVISIÓN METEREOLÓGICA
 ESTACIÓN: Guayaquil-INOCAR

Mes	Valor
Ene	35,7
Feb	36
Mar	36
Abr	35,9
May	36,6
Jun	34,4
Jul	34
Ago	34,5
Sep	34,3
Oct	35,1
Nov	35,1
Dic	36

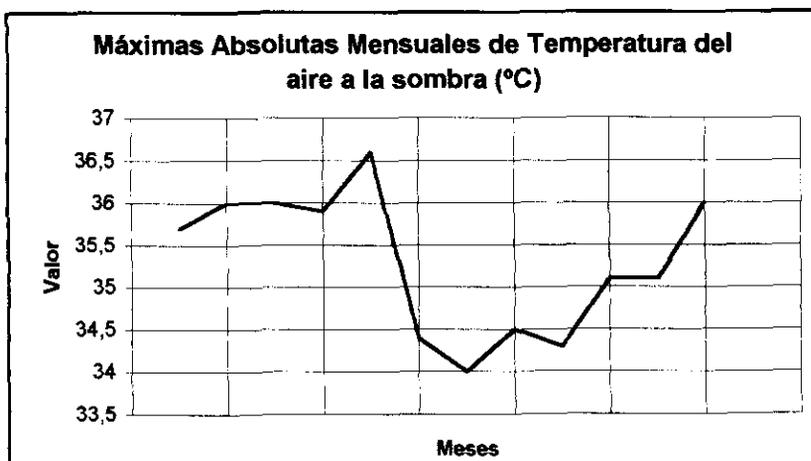


FIGURA 3.1 VALORES DE TEMPERATURA DEL AIRE AMBIENTAL

ARMADA DEL ECUADOR
 INSTITUTO OCEANOGRÁFICO
 DIVISIÓN METEREOLÓGICA
 ESTACIÓN: Guayaquil-INOCAR

Mes	Valor
Ene	75
Feb	80
Mar	78
Abr	77
May	75
Jun	77
Jul	76
Ago	74
Sep	73
Oct	73
Nov	72
Dic	70

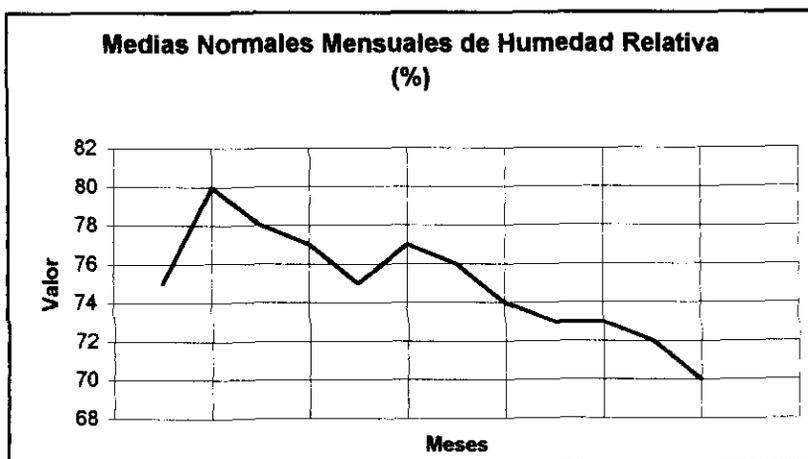


FIGURA 3.2 VALORES DE HUMEDAD RELATIVA AMBIENTAL

De la tabla I se obtiene:

$$T_{\text{mezcla}} = T_{\text{amb}} + 15^{\circ}\text{C} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{mezcla}} = 0.335 \text{ m}^3/\text{min}$$

(Caudal máximo en función del 1^{er} pistón)

De la tabla B-2 se obtiene:

$$\delta_{\text{mezcla}} = 1.16 \text{ Kg/m}^3 \text{ (Aprox. el de la mezcla)}$$

Condiciones de trabajo del refrigerante.- Se hará uso del refrigerante HFC-134a, cuyas propiedades son sacadas de las tablas de este refrigerante como referencia.

Datos proporcionados por el fabricante:

$$T_{\text{succión}} = 54.4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{descarga}} = -6.7^{\circ}\text{C}$$

De las tablas del refrigerante a la temperatura de succión:

$$P_{\text{succión}} = 14.71 \text{ bar}$$

$$h_{f_{\text{succión}}} = 130.91 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{g_{\text{succión}}} = 277.66 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{fg_{\text{succión}}} = 146.75 \text{ KJ/ Kg}$$

De la tabla del refrigerante a la temperatura de descarga:

$$P_{\text{descarga}} = 2.28 \text{ bar}$$

$$h_{f_{\text{descarga}}} = 42.86 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{g_{\text{descarga}}} = 246.91 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{fg_{\text{descarga}}} = 204.28 \text{ KJ/Kg}$$

Condiciones a la entrada y salida del intercambiador.- La dirección de los flujos es cruzado y se encuentra detallado en la figura 3.3

Respecto a la mezcla:

$$T_{\text{mezcla}} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sal.aire}} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\phi_{\text{final aire}} = 0\%$$

Respecto al refrigerante:

$$T_{\text{entr.ref.}} = -6.7^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sal.ref.}} = -6.7^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = 0.4809 \text{ Kg/min}$$

(Dato proporcionado por el fabricante)

La esquematización de todas las condiciones de trabajo del intercambiador de calor se encuentran en la figura 3.4.

CÁLCULOS

Determinación del calor a remover.- Desarrollo:

1. Cálculo del flujo másico de la mezcla:

$$\dot{m}_{mezcla} = \delta_{mezcla} \times Q_{mezcla}$$

De las condiciones de la mezcla a la salida del compresor.

$$\dot{m}_{mezcla} = 1.16 \text{ Kg/m}^3 \times 0.335 \text{ m}^3/\text{min} = 0.389 \text{ Kg/min}$$

2. Cálculo del flujo másico aspirado por el compresor:

$$\text{Humedad absoluta} = \frac{\Phi \times \text{grado de saturación}}{100\%}$$

donde:

Grado de saturación = 0.037Kg/m³ a 35°C
(Tomado de la fig. B-1)

De las condiciones ambientales:

$$\text{Humedad absoluta} = \frac{80\% \times 0.037 \text{ Kg} / \text{m}^3}{100\%} = 0.0296 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

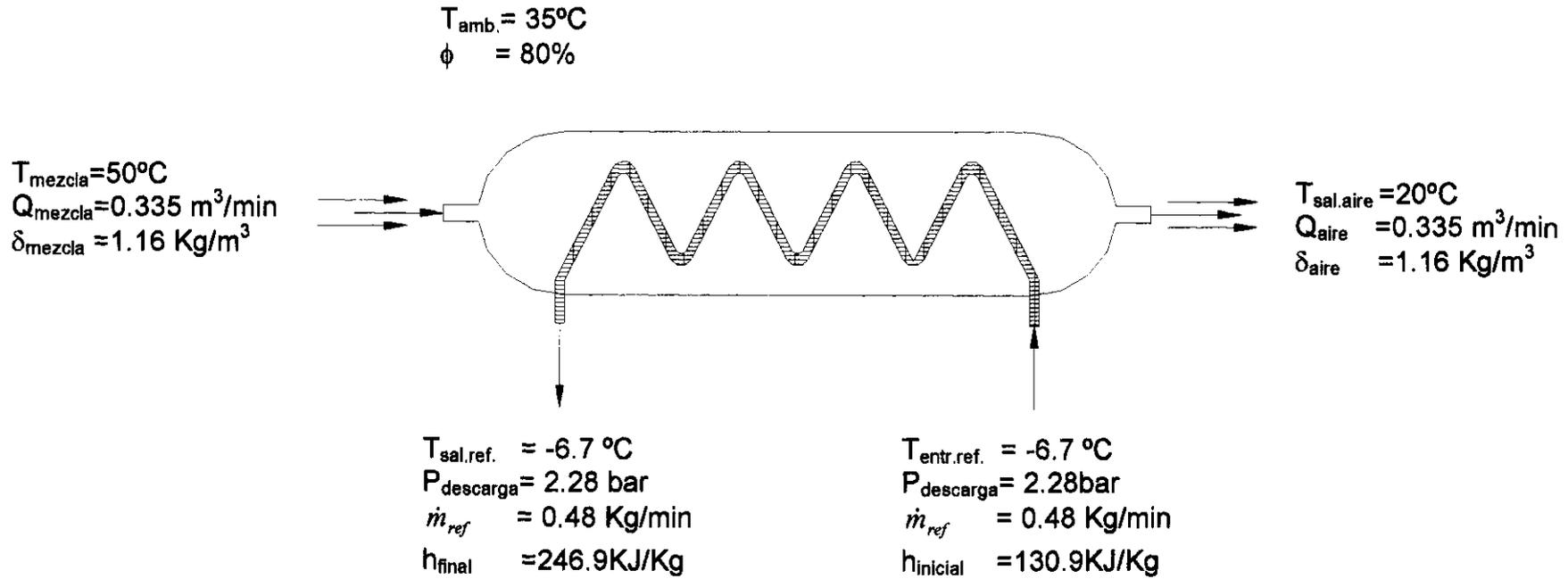


FIGURA 3.4 CONDICIONES DE TRABAJO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

De las condiciones de la mezcla:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = Q_{\text{mezcla}} \times \text{Humedad absoluta}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.335 \text{ m}^3 / \text{min} \times 0.0296 \text{ Kg} / \text{m}^3 = 0.00992 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$$

3. Cálculo de la relación de humedad

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{mezcla}} - \dot{m}_{\text{agua}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.389 \text{ Kg} / \text{min} - 0.00992 \text{ Kg} / \text{min} = 0.3789 \text{ Kg} / \text{min}$$

$$\omega = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}$$

$$\omega = 0.00992 \text{ Kg} / \text{min} \div 0.3789 \text{ Kg} / \text{min} = 0.026$$

4. Cantidad de calor a remover

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{aire}} \times C_p \times \Delta T + \omega \times hfg_{\text{vapor}} \times \dot{m}_{\text{aire}}$$

Para las condiciones del aire:

$$C_p = 1.00832 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°K} \text{ (Tomado de la tabla B-2)}$$

$$hfg = 2260.2 \text{ KJ/Kg} \\ \text{(Tomado de tablas de vapor a 1 atm.)}$$

De las condiciones del intercambiador de calor:

$$\dot{q}_{estimado} = \left[0.3789 \frac{Kg}{min} \times 1.0083 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K} \times 29.7^\circ K + 0.026 \right. \\ \left. \times 2260.2 \frac{KJ}{Kg} \times 0.3789 \frac{Kg}{min} \right] \times \frac{min}{60s} = 0.563 \frac{KJ}{s}$$

$$\dot{q} = \dot{q}_{estimado} \times \text{factor de pérdida}$$

Donde se considera pérdidas del 20%, por lo que el factor de pérdida se lo estima en 1.2

$$\dot{q} = 562.95 \text{ J/s} \times 1.2 = 675.54 \text{ J/s} = 2307 \text{ Btu/hr}$$

Determinación de la longitud del espiral.-

Desarrollo:

1. Cálculo de velocidad de flujo en el intercambiador

(4):

$$Q = v \times A_{\text{transversal}}$$

Despejando velocidad se tiene:

$$v = \frac{Q_{\text{mezcla}}}{A_{\text{interc.}}}$$

Se establece un diámetro interno del intercambiador de 100 mm, a partir de cálculos iterativos, por lo:

$$A = \pi \times D_{\text{int.}}^2 / 4 = 7.8539 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

De las condiciones de la mezcla:

$$v = \frac{0.335 \text{ m}^3 / \text{min}}{7.8539 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} = 0.71 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2. Cálculo del coeficiente de convección externo:

De la tabla B-2 (valores aproximados a la mezcla),

con una temperatura de entrada T_{film} , dada por:

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{ref}} + T_{\text{mezcla}}}{2} = \frac{-6.7^\circ \text{C} + 50^\circ \text{C}}{2} = 21.7^\circ \text{C}$$

Se tiene:

$$T_{\text{film}} = 21.7^\circ \text{C} = 294.7^\circ \text{K}$$

$$\text{Pr} = 0.70804$$

$$k_{\text{aire}} = 2.60 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot ^\circ \text{K}$$

$$\mu_{\text{aire}} = 1.83 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

Por lo que:

$$\text{Re}_D = \frac{\delta_{\text{mezcla}} \times v_{\text{interc.}} \times d_{\text{ext.}}}{\mu_{\text{aire}}}$$

Se establece un diámetro interno del espiral enfriador de 8 mm y uno exterior de 10 mm, a

partir de cálculos iterativos; de esta manera se obtiene:

$$Re_D = \frac{1.16 \text{ Kg/m}^3 \times 0.71 \text{ m/s} \times 0.010 \text{ m}}{1.83 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2} = 451.9$$

De la correlación empírica de Hilpert (3):

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{ext} \cdot d_{ext}}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

y de la tabla B-3, se establece que:

$$C = 0.683$$

$$m = 0.466$$

Se obtiene:

$$\bar{Nu}_D = 0.683 \times 451.9^{0.466} \times 0.70804^{1/3} = 10.51$$

Despejando de la fórmula anterior el coeficiente de convección externo, se obtiene:

$$\bar{h}_{ext} = \frac{\bar{Nu}_D \times k_{aire}}{d_{ext}}$$

$$\bar{h}_{ext} = \frac{10.51 \times 2.60 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{°K}}{0.010 \text{ m}} = 27.31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

3. Determinación del coeficiente de convección interno:

Se establece para líquidos refrigerantes con cambio de fase un valor de $4000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$ (5), por lo que se expresa:

$$\bar{h}_{\text{int.}} = 4000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

4. Cálculo de la longitud del espiral enfriador:

A partir de los coeficientes de convección tanto interno como externo se halla el coeficiente de transferencia de calor total (3):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int.}}} + \frac{r_{\text{int.}}}{k_{\text{cobre}}} \times \text{Ln} \frac{r_{\text{ext.}}}{r_{\text{int.}}} + \frac{1}{h_{\text{ext.}}}}$$

Donde: $k_{\text{cobre}} = 401 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$ (De la Tabla B-5)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} + \frac{0.004}{401 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \cdot \text{Ln} \frac{0.005}{0.004} + \frac{1}{27.31 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}}$$

$$= 27.12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hallando ahora la diferencia de temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

De las condiciones de entrada y salida del intercambiador de calor, se tiene (Ref. Fig. 3.3):

$$\Delta T_2 = T_{mezcla} - T_{entr.ref.}$$

$$\Delta T_1 = T_{sal.aire} - T_{sal.ref.}$$

Por lo que:

$$\Delta T_{lm} = \frac{56.7^\circ K - 27^\circ K}{\ln(56.7^\circ K / 27^\circ K)} = 40.03^\circ K$$

De la ecuación de calor:

$$\dot{q} = U \times (\pi \times d_{ext.} \times L_{espiral}) \times \Delta T_{lm}$$

y despejando la longitud del espiral $L_{espiral}$, se

tiene:

$$L_{espiral} = \frac{\dot{q}}{U \times \pi \times d_{ext.} \times \Delta T_{lm}}$$

$$L_{espiral} = \frac{675.54 J / s}{27.12 W / m^2 \cdot ^\circ K \times \pi \times 0.010 m \times 40.03^\circ K} =$$

$$= 19.81 m$$

Como respuesta se obtiene que la longitud del espiral enfriador será de 20 m, para satisfacer los requerimiento establecidos.

3.2.1.2 Diseño de la coraza del secador

Para el cálculo del espesor de la coraza del intercambiador de calor se deberá tomar en cuenta los esfuerzos realizados tanto en la parte cilíndrica como en la parte semiesférica, y de esta forma obtener el espesor indicado en cada una de las secciones del intercambiador de calor.

SECCIÓN CILINDRICA

En los cilindros a presión se presentan esfuerzos radiales, tangenciales y longitudinales.

La metodología del cálculo será el de asumir un espesor cualquiera y determinar luego el factor de seguridad que deberá ser mayor o igual a 2 (considerando concentradores de esfuerzos) (8). Previamente al cálculo del factor de seguridad se deberá hallar los esfuerzos dados en el intercambiador

Calculando el esfuerzo radial en la parte interna del cilindro donde existe la máxima distribución se tiene (1):

$$\sigma_r = \sigma_1 = \frac{r_i^2 \times P_1}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

Asumiendo un espesor de $t_c=12$ mm, por tanto con los valores siguientes:

$$r_i = 50 \text{ mm}$$

(Valor establecido previamente en el cálculo de la longitud del espiral con $D_{\text{int.}}=100$ mm)

$$r_o = 62 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = \frac{0.05^2 \text{ m}^2 \times 22.5 \text{ MPa}}{(0.062^2 - 0.05^2) \text{ m}^2} \left(1 - \frac{0.062^2 \text{ m}^2}{0.05^2 \text{ m}^2} \right) = -22.5 \text{ MPa}$$

Cabe indicar que el signo negativo indica compresión y el positivo tensión. El esfuerzo tangencial de igual forma es calculado en la parte interna donde se desarrolla el máximo esfuerzo tangencial (1).

$$\sigma_t = \sigma_2 = \frac{r_i^2 \times P_1}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{0.05^2 \text{ m}^2 \times 22.5 \text{ MPa}}{(0.062^2 - 0.05^2) \text{ m}^2} \left(1 + \frac{0.062^2}{0.05^2} \right) = 125 \text{ MPa}$$

Determinando el esfuerzo longitudinal, se tiene:

$$\sigma_1 = \sigma_3 = \frac{r_i^2 \times P_i}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{0.05^2 \text{ m}^2 \times 22.5 \text{ MPa}}{0.062^2 - 0.05^2} = 51.14 \text{ MPa}$$

A continuación se presenta el estado general de esfuerzos:

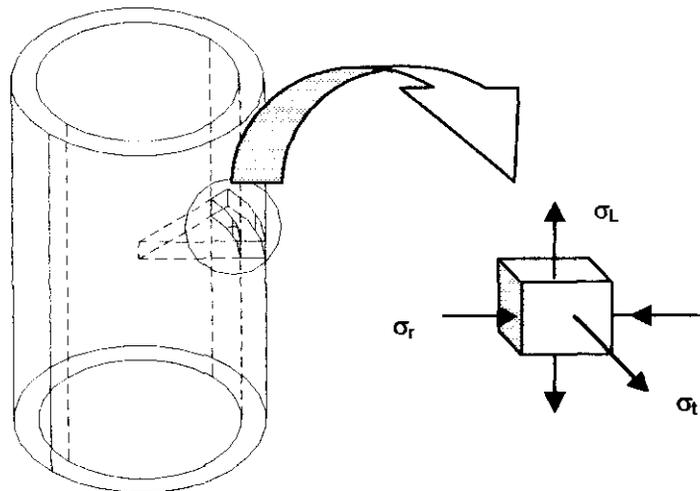


FIGURA 3.5 ESTADO DE ESFUERZOS EN LA SECCIÓN CILINDRICA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Utilizando la teoría de Vonn Misis-Hencky o también llamado la teoría de la energía distorsionante, tenemos

(1):

$$\sigma' = \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right)^{1/2}$$

$$\sigma' = \left(\frac{(-22.5 - 124.78)^2 + (124.78 - 51.14)^2 + (-22.5 - 51.14)^2}{2} \right)^{1/2}$$

$$= 127.55 \text{ MPa}$$

donde el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \geq 2$$

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

(Correspondiente al esfuerzo de fluencia de Acero AISI 1035 acero de transmisión. Tomado de tabla B-4)

$$n = \frac{235 \text{ MPa}}{127.55 \text{ MPa}} = 2.11 \geq 2$$

Por tanto el valor correspondiente al espesor en la parte cilíndrica del intercambiador será de 12 mm; sin embargo aún esta dimensión no está determinada, por lo que se tomará el máximo valor entre este y el encontrado en el análisis de la sección semiesférica. Esto se da por motivo de construcción para que exista uniformidad en las paredes internas.

SECCIÓN SEMIESFÉRICA

En las esferas de pared gruesa a diferencia de las secciones cilíndricas se presentan solamente esfuerzos radiales y meridionales.

De igual forma que en la sección cilíndrica, la metodología del cálculo será la de asumir un espesor cualquiera y determinar luego el factor de seguridad que deberá ser mayor o igual a 2 como se estableció anteriormente. Previamente al cálculo del factor de seguridad encontraremos los esfuerzos dados en la sección esférica.

Calculando el esfuerzo radial en la parte interna de la esfera donde existe la máxima distribución se tiene:

$$\sigma_r = \sigma_1 = \frac{r_i^2 \times P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

Asumiendo un espesor de $t=8$ mm (valor hallado de forma iterativa), por tanto con los valores siguientes:

$r_i= 50$ mm

(Valor establecido previamente en el cálculo de la longitud del espiral con $D_{int.}=100$ mm)

$r_o= 58$ mm

$$\sigma_r = \frac{0.05^2 \text{ m}^2 \times 22.5 \text{ MPa}}{(0.058^2 - 0.05^2) \text{ m}^2} \left(1 - \frac{0.058^2 \text{ m}^2}{0.05^2 \text{ m}^2} \right) = -22.5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo meridional es calculado de igual forma en la parte interna.

$$\sigma_m = \sigma_2 = \frac{r_i^2 \times P_i}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_m = \frac{0.05^2 \text{ m}^2 \times 22.5 \text{ MPa}}{(0.058^2 - 0.05^2) \text{ m}^2} = 70.7 \text{ MPa}$$

Se estableció que el esfuerzo longitudinal es igual que el esfuerzo meridional, por lo que se presenta:

$$\sigma_m = \sigma_3 = 70.7 \text{ MPa}$$

En la figura 3.6 se presenta el estado de esfuerzos en la sección semiesférica del intercambiador de calor.

Utilizando la teoría de Vonn Misis-Hencky o también llamado la teoría de la energía distorsionante, tenemos:

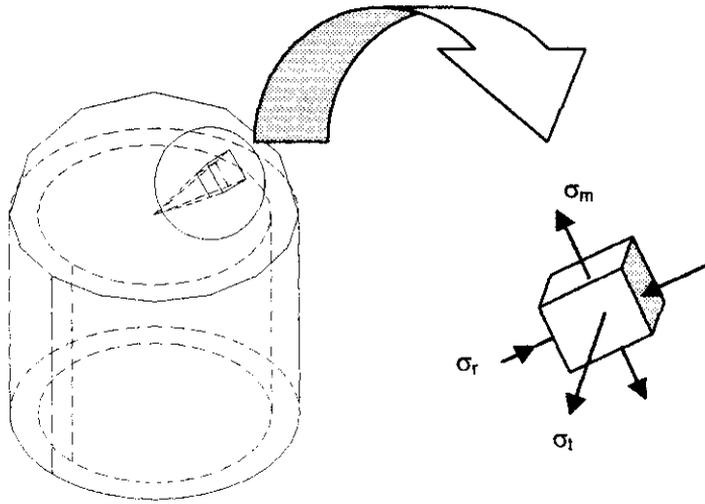


FIGURA 3.6 ESTADO DE ESFUERZOS EN LA SECCIÓN SEMIESFÉRICA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

$$\sigma' = \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right)^{1/2}$$

$$\sigma' = \left(\frac{2 \times (-22.5 - 70.7)^2}{2} \right)^{1/2} = 93.2 \text{ MPa}$$

donde el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \geq 2$$

$S_y = 235 \text{ Mpa}$

(Correspondiente al esfuerzo de fluencia del Acero de transmisión AISI 1035)

$$n = \frac{235 \text{ MPa}}{93.2 \text{ MPa}} = 2.5 \geq 2$$

Por tanto el valor correspondiente al espesor en la parte semiesférica del intercambiador sería de 8 mm, y siendo este valor menor que el hallado en la sección cilíndrica se toma 12 mm para la construcción.

Tomando todos los valores determinados en la sección 3.2.1 se diseña el intercambiador de calor cuyos detalles se especifican tanto en el Plano 2, 3, 4 y 5. El mismo que ha sido diseñado considerando una posición vertical para efecto del desalojo inmediato del condensado.

3.2.2 Selección del equipo refrigerante.

Para seleccionar la capacidad térmica del equipo de refrigeración es necesario considerar que este cubra la demanda exigida por el intercambiador de calor para llegar a los parámetros deseados, la demanda mínima como se analizó en los cálculos correspondientes fue de 675.54J/s equivalente a 2307 Btu/hr.

Consultando catálogos de varios fabricantes, se selecciona a la marca TECUMSEH por conveniencia económica, de cuyos catálogos se escoge el modelo UAE-4440 YS (como se observa en la tabla IV). Este equipo tiene una capacidad térmica de 2604 Btu/hr equivalente a 762.4J/s, valor que incluye ya una caída de presión a través del evaporador.

En la tabla V se presenta las dimensiones del equipo UAE-4440 YS.

TABLA IV

SELECCIÓN DEL EQUIPO REFRIGERANTE

Unidades Condensadoras de Media/Alta Presión de Evaporación
Condensing Units for Medium and High Back Pressure (MBP/HBP)

Fluido Refrigerante Gas Refrigerant	Modelo Model	Lista de Materiales List of Materials	Cilindrada Desplazamiento Displacement (cm ³ /rev.)	Tipo de Motor Tipo de Motor Motor Type	Resfriamiento Enfriamiento Cooling	Capacidad Frigorífica Capacidad Frigorífica Cooling Capacity (Btu/h)					Tipo de Óleo Tipo de Aceite Oil Type	Peso Líquido Peso neto Net Weight (Kg)
						Temperatura de Evaporación Temp. de Evaporación / Evaporating Temp.						
						-15 °C (5 °F)	-6,7 °C (20 °F)	0 °C (32 °F)	7,2 °C (45 °F)	12,8 °C (55 °F)		
R134a	UAE 3425 YS	UAE 530	7,57	RSIR	F	1205	1724	2177	2660	3050	PF	16,00
	UAE 4425 YS	UAE 533	7,57	CSIR	F	1205	1724	2177	2660	3050	POE	16,90
	UAE 4430 YS (T)	UAE 540	8,85	CSIR	F	1430	1956	2500	3100	3600	POE	17,50
	UAE 4440 YS (T)	UAE 630	12,04	CSIR	F	1900	2604	3250	4100	4800	POE	19,70
	UAE 4448 YS	UAE 660	14,17	CSIR	F	2263	3180	3920	4800	5400	POE	21,70
	UAKM 26 YS (T)	UAK 730	26,00	CSIR	F	3980	5570	7100	8900	9950	POE	32,20
R12	UAE 3414 AS	UAE 121	4,49	RSIR	F	720	994	1234	1560	1800	PF	13,50
	UAE 3440 AS	UAE 231	12,04	RSIR	F	1900	2604	3250	4100	4800	PF	18,70
	UAE 4425 AS (T)	UAE 173	7,57	CSIR	F	1205	1724	2177	2660	3050	PF	16,90
	UAE 4430 AS (T)	UAE 155	8,85	CSIR	F	1430	1956	2500	3100	3600	PF	17,50
	UAE 4440 AS (T)	UAE 234	12,04	CSIR	F	1900	2604	3250	4100	4800	PF	19,70
	UAE 4448 AS (T)	UAE 256	14,17	CSIR	F	2263	3180	3920	4800	5400	PF	21,70
	UAKM 19 AS (T)	UAK 619	18,80	CSIR	F	2675	3842	4832	6100	6900	AB1	29,80
UAKM 26 AS (T)	UAK 626	26,00	CSIR	F	3980	5570	7100	8900	9950	AB1	32,20	
R22	UAKM 22 FS	UAK 522	22,30	CSR	F	5315	7074	8524	10272	12325	AB1	40,00
	UAKM 26 ES (T)	UAK 526	26,00	CSR	F	6281	8360	10074	12139	14566	AB1	40,00

CIB - ESPAÑA

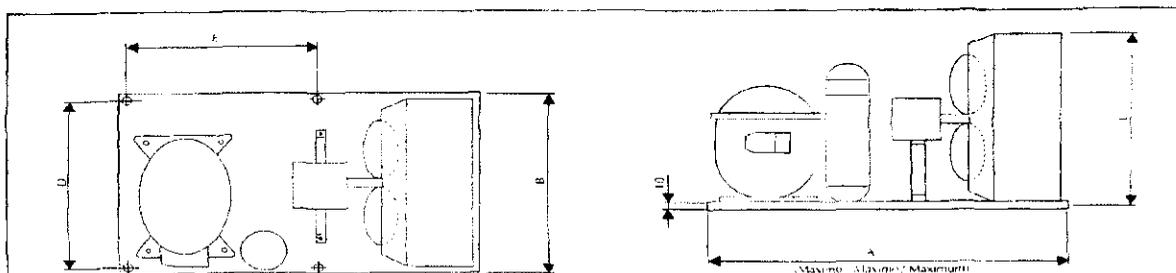


TABLA V

DIMENSIÓN DE LA UNIDAD DE REFRIGERACIÓN

Unidades Condensadoras – Dimensiones generales (mm)

Condensing Units – General dimensions (mm)



Modelo da Unidade Condensadora Modelo de la Unidad Condensadora Condensing Unit Models	Dimensões Dimensiones Dimensions					Diâmetro externo dos tubos ou conexão das válvulas (polegadas) Diámetro externo de los tubos o conexiones de las válvulas (pulgadas) Tubes O.D. or valve connections (inches)		Volume do Tanque Volumen del Tanque Receiver Tank Volume (L)	Peso do Tanque Peso del Tanque Receiver Tank Weight (Kg)
	A	B	C	D	E	Sucção - Succion - Suction	Líquido - Líquido - Liquid		
UAE 1360 AS UAE 3414 AS	310,0	265,0	215,0	225,0	167,0				
UAE 1380 AS (T) UAE 2410 AS (T) UAE 3425 AS (T) UAL 3425 YS UAE 4425 AS (T) UAE 4425 YS (T) UAE 4430 AS (T) UAE 4430 YS (T) UAE 9411 ES	380,0	300,0	218,0	240,0	210,0	5/16"	5/16"	0,9	0,9
UAE 2413 AS (T) UAE 2415 AS (T) UAE 4440 AS (T) UAE 4440 YS (T) UAE 9415 ES (T) UAF 3440 AS (T)	410,0	320,0	215,0	270,0	245,0	1/4 ou 3/8" (Válvula/Válvula/Valve)	1/4" (Válvula/Válvula/Valve)		
UAEL 19 JS (T) UAKM 16 ES UAKM 19 ES (T) UAKM 26 AS (T) UAKM 26 YS (T)	490,0	407,0	317,0	357,0	340,0	5/16"	5/16"		
UAEL 19 AS (T) UAEL 19 ZS UAKM 19 AS (T) UAKM 19 YS UAEL 26 AS (T) UAEL 26 JS (T) UAKM 26 YS (T*)	510,0	368,0	267,0	328,0	352,0	1/2" (Válvula/Válvula/Valve)	3/8" (Válvula/Válvula/Valve)	2,10	2,2
UAE 4448 AS (T) UAE 4448 YS (T) UAE 9422 ES (T) UAE 9430 ES (T) UAE 9440 ES (T)	410,0	320,0	267,0	270,0	245,0	5/16"	5/16"	0,9	0,9
UAKM 26 ES (T)	490,0	701,0	320,0	661,0	325,0	1/2" (Válvula/Válvula/Valve)	3/8" (Válvula/Válvula/Valve)	2,1	2,2

(*) Somente na versão 50 Hz

(*) Solamente en la versión 50 Hz

3.2.3 Determinación del espesor del aislante térmico

Con el fin de obtener un óptimo aislamiento térmico se seleccionará uno, que evite pérdidas energéticas en el sistema de refrigeración. Para ello se selecciona un aislante térmico cuyo elemento constituyente es fibra de vidrio.

Para la correcta selección del espesor del aislante y considerando que la ganancia de calor no deberá superar el 20% de la capacidad del sistema de enfriamiento como se lo definió anteriormente, se realizarán los cálculos respectivos para varios espesores del aislante de los que se tomará el más conveniente.

Haciendo uso de la fórmula para estimar la transferencia de calor radial, se tiene (3):

$$\dot{q}_r = \frac{T_{\text{amb}} - T_{\text{sal.aire}}}{R'_{\text{tot}}} \cdot L_C$$

Donde:

R'_{tot} está definida por la suma de las resistencias convectivas del fluido y del ambiente como de las resistencias conductivas de la carcasa y del aislante térmico. Se expresa entonces la resistencia total:

$$R'_{tot} = \frac{1}{2\pi h_{mezcla} R_{in}} + \frac{\ln(R_{ex}/R_{int})}{2\pi k_c} + \frac{\ln(r/R_{ex})}{2\pi k_A} + \frac{1}{2\pi h_{amb} r}$$

De la tabla B-5:

$k_c = 63.9 \text{ W/m}\cdot\text{°K}$
(Correspondiente al acero AISI 1010)

$k_A = 0.06 \text{ W/m}\cdot\text{°K}$
(Correspondiente a fibra de vidrio a 300°K)

Y asumiendo un coeficiente convectivo ambiental de 5 W/m²°K, se presenta la tabla IV, en donde se determinan los resultados de las resistencias térmicas en función del espesor del aislante térmico.

Como no existe un radio crítico en la determinación del espesor del aislante, se tomará el espesor de 13 mm (valor que ser aproxima al espesor expuesto en el mercado), por lo que se tiene:

$$\dot{q}_r = \frac{35^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{0.614 \text{ m}^\circ\text{K/W}} \times 0.8\text{m} = 19.6 \text{ W}$$

Como el calor radial se encuentra dentro del 20% de la capacidad térmica del sistema por enfriamiento (112 J/s), puesto que así fue diseñado el intercambiador de calor, aceptaremos este espesor para el recubrimiento de la carcasa.

TABLA VI
RESISTENCIA TOTAL PARA VARIOS ESPESORES DE AISLANTE
TÉRMICO

Esesor mm	R' conv. Fluido m°K/W	R' cond Carcasa m°K/W	R' cond Aislante m°K/W	R' conv Ambient. m°K/W	R' Total m°K/W
0	0,1	0,00024	0,00	0,29	0,348
2	0,1	0,00024	0,05	0,28	0,391
4	0,1	0,00024	0,09	0,28	0,432
6	0,1	0,00024	0,14	0,27	0,474
8	0,1	0,00024	0,19	0,27	0,514
10	0,1	0,00024	0,23	0,27	0,555
13	0,1	0,00024	0,30	0,26	0,614
14	0,1	0,00024	0,32	0,26	0,633
16	0,1	0,00024	0,36	0,25	0,671
18	0,1	0,00024	0,40	0,25	0,709
20	0,1	0,00024	0,44	0,24	0,746
22	0,1	0,00024	0,48	0,24	0,783
24	0,1	0,00024	0,52	0,24	0,820
26	0,1	0,00024	0,56	0,23	0,855

3.3 Modernización del sistema de control

Para contar con un sistema moderno en la evaluación de fugas, se decide aplicar la tecnología del PLC (controlador lógico programable. Ver Anexo A-2) y la de sensores analógicos de presión.

El sistema de aire de alta presión estará monitoreado por los sensores-transmisores, los cuales enviarán señales analógicas lineales (4-20 mA) al PLC, el mismo que determinará si las pérdidas se encuentran dentro de límites aceptables o si estas son agresivas; cabe señalar que en todo sistema de aire comprimido existen fugas inevitables, las mismas que deben ser moderadas para que no exista un desperdicio de energía significativo, a esto nos referimos al hablar de límites aceptables.

Las fugas agresivas estarán determinadas con base en la caída de presión en función del tiempo, estas caídas de presión estarán bien diferenciadas entre las provocadas por las fugas aceptables y las provocadas por el suministro de aire comprimido a las diferentes unidades que lo requieran.

El PLC al determinar una caída de presión dentro del rango en el que se considere la presencia de una fuga agresiva, de forma inmediata

enviará una señal a un monitor el mismo que estará ubicado en el cuarto de mando. En el monitor se presentará en forma esquemática el sistema de aire comprimido de alta presión y la ubicación respectiva de cada sensor en el sistema seccionado previamente. El modelo del diagrama esquemático se presenta en el plano 5

Se señala que el PLC al determinar la fuga agresiva provocará que todos los sensores en el monitor se enciendan conjuntamente, debido a que las caídas de presión se transmiten a lo largo de todo el sistema, por lo que en un principio no se podrá determinar la ubicación de la fuga. El operario por tanto deberá cumplir con cierto procedimiento para determinar la ubicación de la fuga a través del monitor. El procedimiento es el siguiente:

PROCEDIMIENTO DEL OPERARIO:

- 1) El operario deberá visualizar en el monitor la presencia de una fuga agresiva en el sistema a través del accionamiento de las señales de todos los sensores de presión.
- 2) Deberá esperar el debido tiempo hasta que la presión en el sistema llegue al mínimo (185.4 bar, establecido en la sección 3.1), en ese momento se accionará el compresor restableciendo la presión máxima en el sistema (206 bar).

- 3) De forma inmediata se seccionará al sistema de aire comprimido a través del accionamiento de válvulas solenoides, cuyos mandos se encontrarán junto al monitor. El estudio del seccionamiento del sistema se detallará más adelante
- 4) El operario deberá visualizar en el monitor la sección o ramal en la cual se presenta la señal de la caída de presión por fuga agresiva, determinando de esta forma la ubicación aproximada de la fuga.
- 5) El operario previamente ubicando con exactitud la fuga por su visita en campo, podrá restablecer las condiciones iniciales de trabajo al sistema por medio de la desenergización de las válvulas solenoides, procediendo luego al arreglo del problema.

3.3.1 Seccionamiento del sistema y equipamiento.

Como se expresó, el sistema complejo de aire de alta presión se lo deberá seccionar a través de la aplicación de válvulas solenoides; cada sección deberá contar con un sensor de presión cuya función será sensar la caída de presión existente si la hubiere y determinar si en esta sección se encuentra la fuga agresiva.



La ubicación tanto de las válvulas solenoides como la de los sensores para el seccionamiento del sistema de aire de alta presión se las ha determinado de una manera estratégica luego de un exhaustivo análisis del sistema.

Basándose en el estudio realizado se ha optado por seccionar en seis secciones (ver plano 6 y 7), a cuales son:

Sección 1 : Parte del compresor Bauer tipo Marino y llega justo después del acumulador de 100 L. La válvula de este ramal se encontrará en la sala de máquinas de Proa, después del filtro.

En este ramal el sensor-transmisor de presión se encontrará en la sala de máquinas de proa entre el acumulador y el manómetro de presión como se detalla en el plano 6. Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los define como # 1.

Sección 2 : Parte de la T de distribución 1 y abarca la línea de recorrido pasando por: La T de distribución 1 A, T de distribución 1 C y llega al sistema contraincendio del cuarto de Kerosene.

La ubicación de esta válvula será en la sala de máquinas de proa, después de la T de distribución 1. El sensor se encontrará entre la T de distribución 1 A y el manómetro de presión del cuadro A.

Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los definirán como válvula y sensor # 2.

Sección 3 : Parte de la T de distribución 1 A, pasa por la T de distribución 1 B, y se distribuye aire tanto para el sistema de lanzamiento de torpedos de Babor como de Estribor. Cabe indicar que en la tomas de aire del sistema lanzatorpedos, se encuentran válvulas de compuerta que pasan cerradas normalmente, por lo que no debe existir fuga.

La válvula solenoide se encontrará en la sala de máquinas de proa, después de la T de distribución 1 A. El sensor estará ubicado después de la válvula solenoide.

Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los definirán como válvula y sensor # 3

Sección 4 : Parte de la T de distribución 1C, pasa por la T de distribución 1-D y se distribuye aire para el sistema contraincendio de la sala de máquinas de Proa y de Popa. Se señala como en el caso anterior, que existen válvulas de compuerta antes de entrar propiamente a cada uno de los sistemas contraincendio a cuales pasan normalmente cerradas para evitar el accionamiento de los mismos, por lo que se considera que aquí terminan las líneas de aire (este sistema se detallo en la figura 1.3).

La ubicación de esta válvula será en la sala de máquinas de proa, entre la T de distribución 1C y 1D. El sensor estará ubicado entre la válvula solenoide y la T 1-D.

Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los definirán como válvula y sensor # 4

Sección 5 : Parte de la T de distribución 2 y se dirige al sistema contraincendio del puente de vuelo (Sistema Twin Agent).

La ubicación de esta válvula será en la sala de máquinas de proa, después de la T de distribución 2. El sensor se encontrará después de la válvula solenoide.

Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los definirán como válvula y sensor # 5.

Sección 6 : Parte de la válvula solenoide # 1 y abarca en su recorrido a: La T de distribución 1, la T de distribución 2, el acumulador de 50 L, el filtro ubicado a la salida de este último y llega hasta el reductor de presión Breda.

La ubicación de esta válvula será en el cuarto de la ametralladora Breda, justo antes del reductor de presión. El sensor se encontrará junto a la válvula solenoide, entre este y el acumulador

Tanto la válvula como el sensor de este ramal se los definirán como válvula y sensor # 6.

3.3.1.1 Selección de válvulas solenoides

Las válvulas solenoides a seleccionar serán válvulas normalmente abiertas y de acción directa, es decir, serán válvulas que se abrirán o cerrarán totalmente con la señal indicada. Puesto que estas válvulas no regularán flujo deberán tener la mínima caída de presión posible, por lo que al seleccionarlas se lo hará con el diámetro externo de la tubería de las líneas del sistema de aire.

3.3.1.2 Selección de sensores de presión

Se seleccionarán seis sensores, cada uno correspondiente a cada sección del sistema

A partir del catálogo de productos electrónicos de la empresa Omega, se ha seleccionado los diferentes sensores cuyas variables de selección están en función de la presión y temperatura a la que estarán sometidos los sensores. La presión en cada sección del sistema es hallada a partir de la información dada en el capítulo I

En la Tabla VII se presentan la selección de cada uno de los sensores de presión detallados en la sección anterior. Se tomará la presión máxima de trabajo del compresor como condición crítica de funcionamiento del sistema.

TABLA VII**SELECCIÓN DE SENSORES DE PRESIÓN**

Sensor #	Salida de señal	T de Operación °C	Pm max. Bar	Aplicación	Modelo
1	4-20 mA	50	206	aire comprimido	PX 205-3KG1
2	4-20 mA	30	150	aire comprimido	PX 205-3KG1
3	4-20 mA	30	150	aire comprimido	PX 205-3KG1
4	4-20 mA	30	150	aire comprimido	PX 205-3KG1
5	4-20 mA	30	206	aire comprimido	PX 205-3KG1
6	4-20 mA	30	206	aire comprimido	PX 205-3KG1

3.3.2 Determinación de rangos de caídas de presión

Para establecer los diferentes rangos de caídas de presión y de esta forma obtener los límites para la consideración de fugas agresivas, partiremos de dos condiciones:

- Establecer por experiencia la caída de presión por fugas aceptables que debería tener el sistema diariamente (Ref. ver figura 3.7) y
- Establecer la mínima caída de presión del sistema que se da por suministro de aire a las diferentes unidades. Para esto se tomará en cuenta a la unidad de menor volumen con mayor tiempo de carga, obteniendo así un valor limitante mínimo para el suministro (valor que será mayor que el dado por fugas aceptables). (Ref. ver fig 3.7)

El valor que se encuentre entre estos valores hallados, se los considerará como caídas de presión por fugas agresivas

CAÍDA DE PRESIÓN POR FUGAS ACEPTABLES

La caída de presión por fugas no considerables en el sistema se lo establece en 5 bar por día o a su vez en 3.5 mbar por

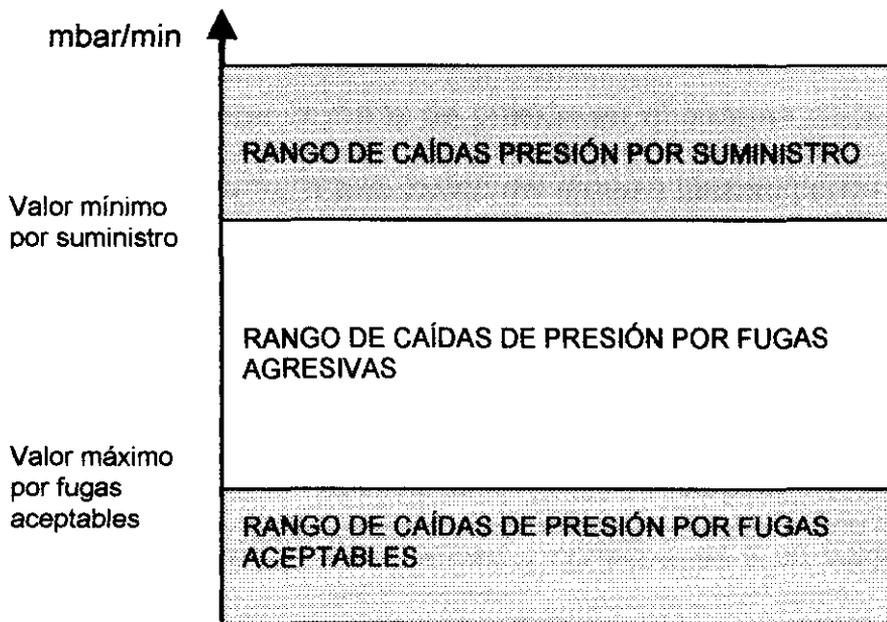


Figura 3.7 CUADRO REPRESENTATIVO DE LAS CAÍDAS DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL TIEMPO

minuto, este dato fue obtenido basado en la experiencia dada tanto en las corbetas como en los submarinos donde también se trabajan a altas presiones. La caída de presión en el sistema es proporcional con respecto a los reductores de presión; los diferentes valores hallados a través de estos se expresa en la Tabla IX como el límite mínimo en la determinación del rango para fugas agresivas.

CAÍDAS DE PRESIÓN POR SUMINISTRO

Para establecer la caída de presión en el sistema dado por suministro, se toma a la unidad del sistema lanzatorpedos con una capacidad de 15 litros y un tiempo de llenado de 17 min aproximadamente.

La presión de llenado se la tomará considerando la menor presión de trabajo en la unidad y corresponde a un valor de 135 bar (definido esto como resultado de estudio en la sección 3.1). Cabe indicar que se toma la presión mínima de trabajo en la unidad considerando la situación más crítica, obteniendo así un menor valor en la determinación de la caída de presión por suministro.

Metodología.- Para determinar la caída de presión por suministro se determinará:

- La masa de aire requerido por la unidad detallada.
- La cantidad de masa total de aire en el sistema a la menor presión de trabajo y
- La variación de la presión en el sistema, luego de retirar la cantidad de masa requerida por la unidad del lanzatorpedos.

Cálculos:

1. Determinación de la masa de aire para la unidad del sistema lanzatorpedos.

Para determinar la masa de aire del cilindro a una presión de 135 bar, usaremos la ecuación de los gases ideales:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

Despejando m, se tiene:

$$\Delta m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

donde:

Δm llamaremos a la masa de aire del cilindro

$$P = 135 \text{ bar} = 13.5 \text{ Mpa}$$

$$V = 15 \text{ litros} = 0.015 \text{ m}^3$$

$$R = 287 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

(La constante de gases correspondiente a aire)

De esta forma se obtiene:

$$\Delta m = \frac{13.5 \times 10^6 \text{ Pa} \times 0.015 \text{ m}^3}{287 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{K} \times T} = \frac{705.57}{T(^{\circ}\text{K})} \cdot \text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

2. Determinación de la masa de aire de todo el sistema.

Para determinar la masa de aire de todo el sistema, usaremos la ecuación de los gases ideales, el cual al despejar la masa m se tiene:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

Donde:

$$R = 287 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

(La constante de los gases correspondiente al aire)

P está dado en Pa y V en m^3 .

En la tabla VIII se presenta una tabla de resultados en el cual se detalla los cálculos para la determinación de la masa para cada línea, estos valores se encuentran expresados en función de la temperatura.

TABLA VIII
MASA DE AIRE TOTAL EN EL SISTEMA

Linea	Long m	P Bar	ϕ_{int} $1 \times 10^{-3} \text{ m}$	V m ³	M/T Kg.°K / T
Compresor-Acumulador 100L	15	185	14	9,24E-03	596,66
Acumulador – T 1	7,1	185	14	4,37E-03	282,42
T 1 - T 1 ^a	1,32	185	14	8,13E-04	52,51
T 1A - T 1B	1	132	14	6,16E-04	28,38
T 1B – Lanzatorpados Babor	8	132	14	4,93E-03	227,08
T 1B – Lanzatorpados Estribor	6	132	14	3,69E-03	170,31
T 1A - T 1C	6	132	14	3,69E-03	170,31
T 1C - T 1D	0,1	132	14	6,16E-05	2,84
T 1D - Sist.Hallon Proa	6	132	14	3,69E-03	170,31
T 1D - Sist.Hallon Popa	4	132	14	2,46E-03	113,54
T 1D - Sist.Hallon Kerosene	25	132	14	1,54E-02	709,62
T 1 - T 2	0,2	185	14	1,23E-04	7,96
T 2 - Sis.Twin Agent	3,5	185	14	2,16E-03	139,22
T 2 – Acumulador 50L	30	185	14	1,85E-02	1193,31
Acumulador 50L-Reductor B.	10	185	14	6,16E-03	397,77
Acumulador 100 L.	-	185	-	1,00E-01	6459,93
Acumulador 50 L.	-	185	-	5,00E-02	3229,97
Total de masa de aire					13952,12

Partiendo de la teoría que el aire que sale del compresor es depositado en un acumulador en el que puede permanecer por algún tiempo y enfriarse, se lo puede considerar como un proceso de compresión isotérmica.

De lo expresado, la masa total del sistema se la determina por medio de la suma de cada uno de los valores hallados en la tabla VIII, por lo que el valor total de la masa de aire del sistema tiene un valor de:

$$\text{Masa total del sistema} = \frac{13952,12}{T(^{\circ}\text{K})} \cdot \text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}$$

3. Determinación de la variación de la presión en el sistema, luego de retirar la cantidad de masa requerida por la unidad del lanzatorpedos.

La caída de presión en el sistema se la hallará partiendo de dos estados cualesquiera 1 y 2, en donde el estado uno representa al estado presurizado y dos al estado con una pérdida de presión por suministro.

Considerando nuevamente compresión isotérmica como fue señalado anteriormente, e igualando el estado 1 y 2, se tiene:

$$\frac{P_1 \times V_1}{m_1} = \frac{P_2 \times V_2}{m_2}$$

Donde:

$V_1 = V_2$, por tanto se obtiene la expresión:

$$P_2 = \frac{m_2}{m_1} \times P_1$$

Si sabemos que: $m_2 = (m_1 - \Delta m)$, y que $m_1 = m_{tot}$. tenemos que:

$$P_2 = \frac{m_{tot} - \Delta m}{m_{tot}} \times P_1$$

Reemplazando los valores de masa, se obtiene:

$$P_2 = \frac{(13952,12 - 705,6) \text{ Kg} \cdot \text{°K}}{13952,12 \text{ Kg} \cdot \text{°K}} \times \frac{T}{T} \times P_1 = 0,95 P_1 \quad (1)$$

Expresando la ecuación de caída de presión en función del tiempo:

$$\frac{\Delta P}{t} = P_1 - P_2 \times \frac{1}{t} \quad (2)$$

Si reemplazamos 1 en 2 y:

$$t = 17 \text{ min}$$

P_1 y P_2 están dados en bares y $\Delta P/t$ resulte expresado mbar, se tiene:

$$\frac{\Delta P}{t} = (P_1 - 0.95 \cdot P_1) \times \frac{1}{17 \text{ min}} \times 1000 = 2.94 \cdot P_1$$

Al tomar esta expresión y aplicarla a cada una de las secciones del sistema de aire de alta presión (puesto que la caída es proporcional a través de los reductores), se establece el límite superior para la determinación del rango de caídas de presión por fugas agresivas.

En la tabla IX, se expresan los rangos de caídas de presión por fugas agresivas, datos con los cuales se programará al PLC para cada uno de los sensores de presión y de esta forma a través del monitor determinar la ubicación de las fugas agresivas.

TABLA IX

RANGOS DE CAÍDAS DE PRESIÓN PARA FUGAS AGRESIVAS

Sección #	Detalle	<u>mbar</u> min
1	Compresor-Acumulador	3,5 < $\Delta P/t$ < 568
2	T 1-Cuarto Kerosene	2,3 < $\Delta P/t$ < 371
3	T 1 A-Sistema Lanzatorpedos	2,3 < $\Delta P/t$ < 371
4	T1 C-Sistema Hallon Popa Proa	2,3 < $\Delta P/t$ < 371
5	T 2-Sistema Twin Agent	3,5 < $\Delta P/t$ < 568
6	Acumulador 100 - Reductor Breda	3,5 < $\Delta P/t$ < 568

3.3.3 Sistema de control

3.3.3.1 Diseño del sistema de control

Para el diseño del sistema de control se deberá seguir una secuencia de diseño; en este caso la sugerida por empresas SIEMENS, la que se detalla a continuación.

- 1) Estudiar la solución de automatización
- 2) Subdividir el proceso en tareas individuales
- 3) Describir las diferentes tareas y áreas
- 4) Determinar los requerimientos de seguridad
- 5) Describir los elementos de visualización y manejo necesarios
- 6) Crear un esquema de configuración.

Sin embargo como la mayor parte de estos ítems ya se ha cubierto anteriormente, a lo largo del estudio, se procederá a describir la secuencia lógica que deberá seguir el PLC, secuencia que también esta representada por un diagrama de bloques dado en la figura 3.8.

SECUENCIA LÓGICA DEL PLC:

- Medirá la señal analógica de cada uno de los sensores de presión, los mismos que en número son seis, distribuidos estratégicamente a lo largo de cada una de las líneas de aire de alta presión (sección 3.3.1. Ver plano 6 y 7).
- Esperar un lapso de tiempo de 5 segundos, después de realizada la medición.
- Medir nuevamente cada una de las señales analógicas de cada uno de los sensores de presión.
- Realizar la diferencia entre la primera medición y la segunda, para cada uno de los sensores. A esta diferencia se la dividirá para los 5 segundos que resultado de la espera entre una y otra medición, de esta manera se obtendrá una caída de presión en función del tiempo.
- A esta caída de presión en función del tiempo se la multiplicará por un factor correspondiente, para que el resultado lo de en mbar/min. Cabe señalar que los sensores de presión tienen establecidas sus mediciones en psi.

- La caída de presión en función del tiempo se la comparará con los rangos de cada uno de los sensores establecidos en la sección 3.3.2, tabla IX. De esta forma se determinará si esta caída de presión corresponde a una caída de presión por: fugas aceptables, fugas agresivas o por suministro.
- En caso que la caída de presión en función del tiempo caiga en el rango de fugas agresivas, enviar una señal digital al monitor ubicado en el cuarto de mando de la nave. Esta señal digital permitirá encender una señal luminosa apreciable en el monitor.
- Por último, para realizar un procedimiento continuo en el monitoreo, se asignará la última señal como primera medición en la siguiente corrida del programa.

3.3.3.2 Selección del PLC

Entre las diversas empresas que producen y comercializan PLC, se ha seleccionado la marca SIEMENS, por varios motivos, entre ellos

- Bajos precios

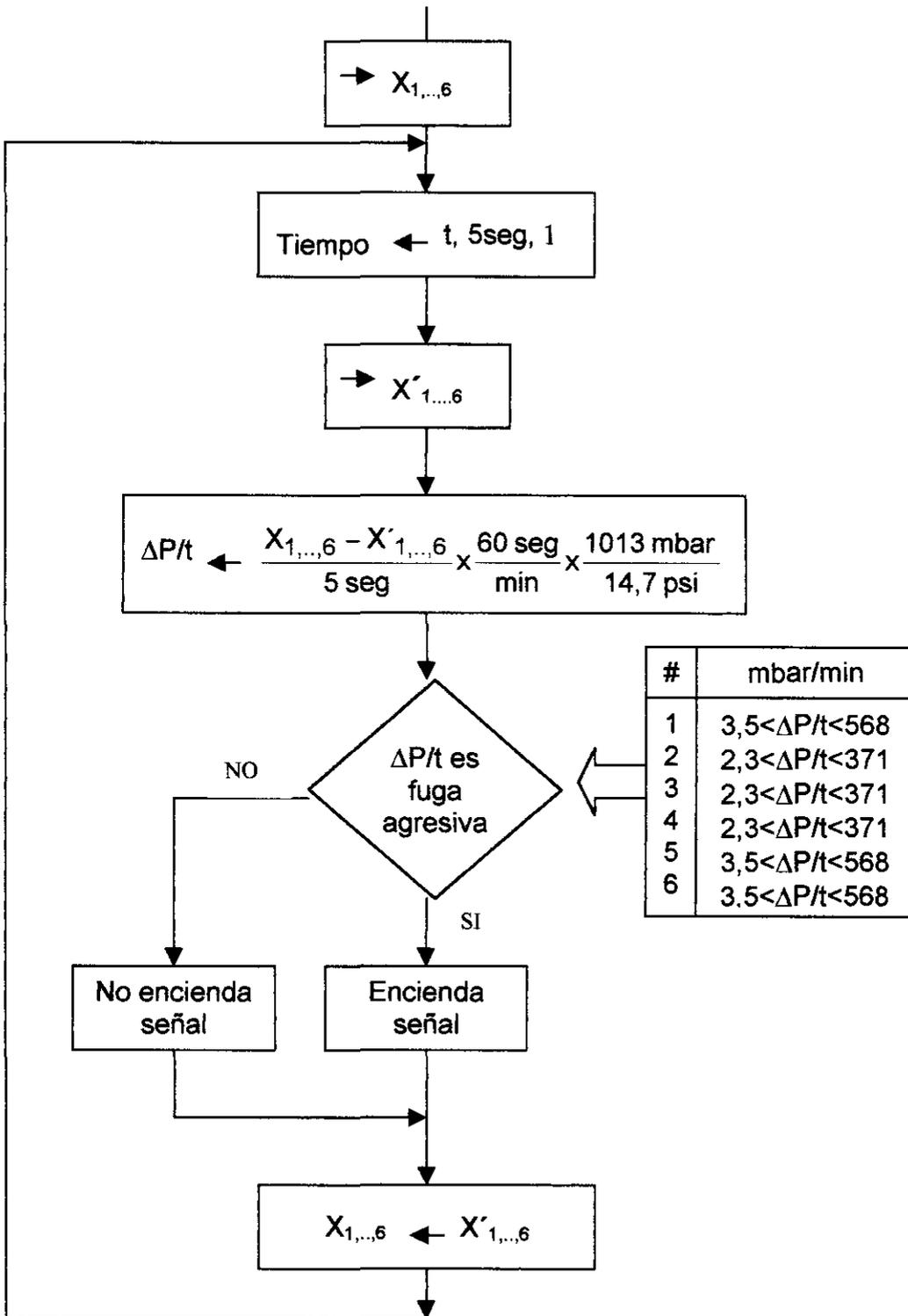


FIGURA 3.8 DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA SECUENCIA LÓGICA DEL PLC

- Es una empresa mundial, con calidad garantizada
- Presentan las mejores alternativas para aplicaciones navieras en cuanto a PLC se trata.

Se ha seleccionado el tipo de PLC SIMATIC S7-300, puesto que es aplicable para aplicaciones pequeñas y medianas, es modular, desplegable, fácil de implementar. El SIMATIC S7-300 puede ser operado hasta con 32 módulos, distribuidos en máximo: la central de racks y tres expansiones. La razón de transferencia de información del PLC es de 12 Mbit/s.

El SIMATIC S7-300, obedece normas internacionales, entre ellas las normas alemanas DIN, presenta certificación de empresas dedicadas a la construcción naval, entre las que se destacan American Bureau Shipping, Bureau Veritas, etc (Para mayor detalle ver Anexo A-3).

El CPU seleccionado corresponde al CPU 314 IFM seleccionado entre los ocho CPU que presenta la familia del SIMATIC S7-300 (Ver Anexo A-3). Este

CPU es apropiado para instalaciones que requieren de tiempos de respuesta rápidos y funciones especiales, su lenguaje de programación corresponde al STEP 7.

3.3.3.3 Programación.

En la programación se ha seleccionado el modo de programación con lógica en escalera, ya permite observar la ejecución del programa escalón por escalón.

Debido a que hay la posibilidad de errores conceptuales en el diseño de un programa y errores tipográficos en el ingreso, el programador deberá editar cualquier programa en el modo edición del software, establecido esto, se presenta preliminarmente en la figura 3.9 el programa para la modernización del sistema de control del aire de alta presión.

ASIGNACIÓN DE DIRECCIONES

(a) Entradas Analógicas	Dirección
Sensor 1	E:ØØØ/Ø1

Sensor 2	E:000/02
Sensor 3	E:000/03
Sensor 4	E:000/04
Sensor 5	E:000/05
Sensor 6	E:000/06

(b) Salidas	Dirección
Señal 1	S:002/01
Señal 2	S:002/02
Señal 3	S:002/03
Señal 4	S:002/04
Señal 5	S:002/05
Señal 6	S:002/06

(c) Temporizador	Palabra
Medir presión cada 5s.	T4:1

(d) Archivo para BTR	Palabra
Indican instrucción, DN/ER	N7:10
Usadas por el procesador	N7:11 a N7:14
Sin uso	N7:15 y N7:16
Usadas por el archivo de bloques	N7:17 a N7:20
Lee la información digital del BCD (Binary-Coded Decimal)	N7:21 a N7:26

(e) Archivo para BTW	Palabra
Indican instrucción, Dn/En/ER	N7:50
Usadas por el procesador	N7:51 a N7:54

Usadas por el archivo de bloque de datos	N7:55 y N7:59
Valor de escalamiento min. para el canal 1 (0 bar)	N7:60
Valor de escalamiento max. para el canal 1 (206 bar)	N7:61
Valor de escalamiento min. para el canal 2 (0 bar)	N7:62
Valor de escalamiento max. para el canal 2 (150 bar)	N7:63
Valor de escalamiento min. para el canal 3 (0 bar)	N7:64
Valor de escalamiento max. para el canal 3 (150 bar)	N7:65
Valor de escalamiento min. para el canal 4 (0 bar)	N7:66
Valor de escalamiento max. para el canal 4 (150 bar)	N7:67
Valor de escalamiento min. para el canal 5 (0 bar)	N7:68
Valor de escalamiento max. para el canal 5 (206 bar)	N7:69
Valor de escalamiento min. para el canal 6 (0 bar)	N7:70
Valor de escalamiento max. para el canal 6 (206 bar)	N7:71

(d) Archivo para BTR	Palabra
Direcciones para el almacenamiento de las presiones en el tiempo (0)	N7:41 a N7:46
Base para el almacenamiento de las diferencias (P_1-P_2)	N7:81 a N7:86
Base para el almacenamiento de los productos (mBar/min)	N7:91 y N7:96

FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA:

(Para el entendimiento de los comando ir a referencia 12). En cuanto el programa comienza con su primer barrido, al entrar en el modo de ejecución, el bit de estado S:1/15 está en HI. La instrucción del escalón cero da continuidad de escalón, por lo que la instrucción BTW es habilitada. El procesador comienza la transferencia de información según la configuración del módulo, del archivo de datos N7:55 a N7:61, a las primeras siete palabras de la memoria del módulo analógico. Mientras ocurre esta transferencia de escritura, el procesador continua con los siguientes escalones.

En el escalón uno, el bit de configuración de escritura efectuada N7:50/13 no ofrece continuidad en su primer barrido, pues una transferencia de bloque tipo escritura tarda algunos milisegundos en completarse. Tampoco la instrucción de examinar apagado habilitado N7:50/15 da continuidad. El bit habilitado desde el escalón cero es 1.

En el siguiente escalón, el temporizador T4:1 no ha concluido. De hecho aún no ha comenzado a medir el tiempo. Por tanto su bit EN está en LO y la instrucción examinar apagado da continuidad; conjuntamente con la finalización del comando BTR cuyo bit DN está en HI, se da continuidad en todo el escalón. Esto se realiza para asegurar la primera medición de cada uno de los seis sensores al inicio de la temporización de cinco segundos, una vez habilitado el comando MOVE se almacena y protege a esta primera medición. En este caso, los destinos son las palabras de memoria N7:41 hasta N7:46 dados en los escalones del dos al siete respectivamente.

En el escaló ocho, la instrucción examinar encendido habilitado por el escalón uno da continuidad al temporizador T4:1, por lo que su bit EN se pone en HI, asegurando así los destinos de los comandos MOVE. Además permite la temporización de cinco segundos, establecidos al momento de la programación en el modo edición.

Una vez finalizado la temporización el bit DN cambia de 0 a 1, habilitando al comando SUB a través de la instrucción examinar encendido en los escalones 9 hasta el 14, de igual forma esta misma instrucción habilita los comandos MUL de los escalones 15 hasta 20. De esta forma se consigue realizar la diferencia de presiones y llevarlas a mbar/min. Las palabras de destino de esta conversión son N7:81 al N7:86.

Una vez realizada la conversión se compara con los límites establecidos e ingresados en el momento de la programación, a través de los comandos RANGE, que al encontrarse dentro del rango de fuga agresiva hace verdadera la instrucción energizar salida. Se realiza

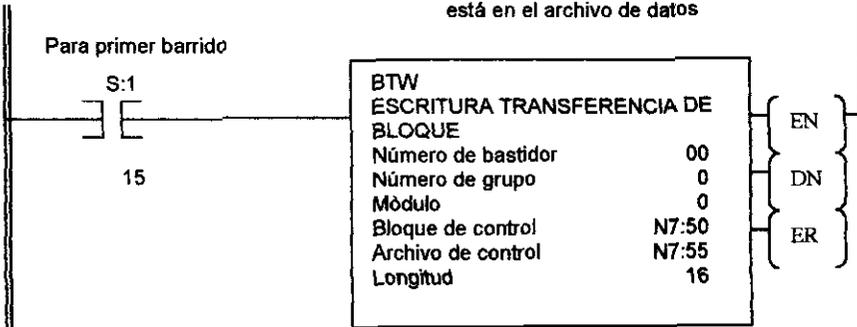
esto para cada uno de las señales de cada sección dadas por las salidas O:002/1 hasta O:002/6, produciéndose esto entre los escalones 21 hasta el 26.

Finalmente el escalón 27 tiene un control maestro de restauración, es decir una zona donde las instrucciones tipo salida pueden deshabilitarse (hacerse falsas) o indican el final o el escalón inferior.

Escalón 0

Configuración del módulo de entradas analógicas

La información de configuración está en el archivo de datos



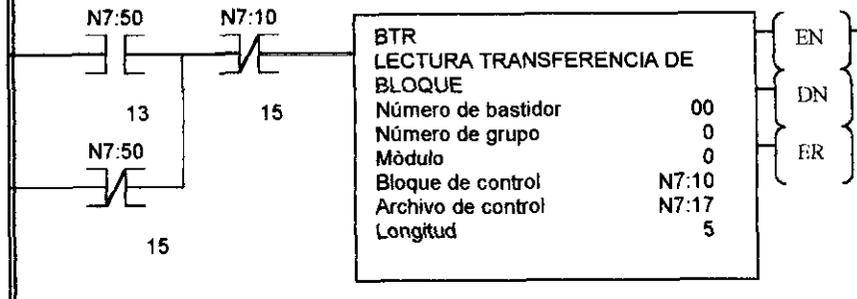
Esc. 1

Leer las presiones actuales del sistema

Configuración de escritura completada

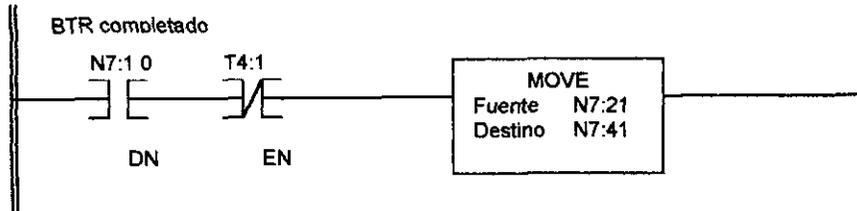
No iniciar una BTR nueva si hay otra en ejecución

Leer presiones de módulo analógico



Esc. 2

Predeterminar nueva dirección para medición



Esc. 3

Predeterminar nueva dirección para medición

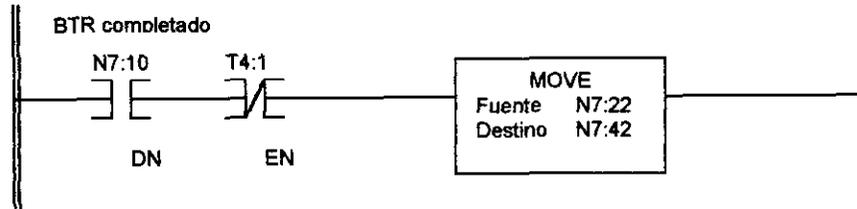


FIGURA 3.9 PROGRAMA CON LÓGICA EN ESCALERA

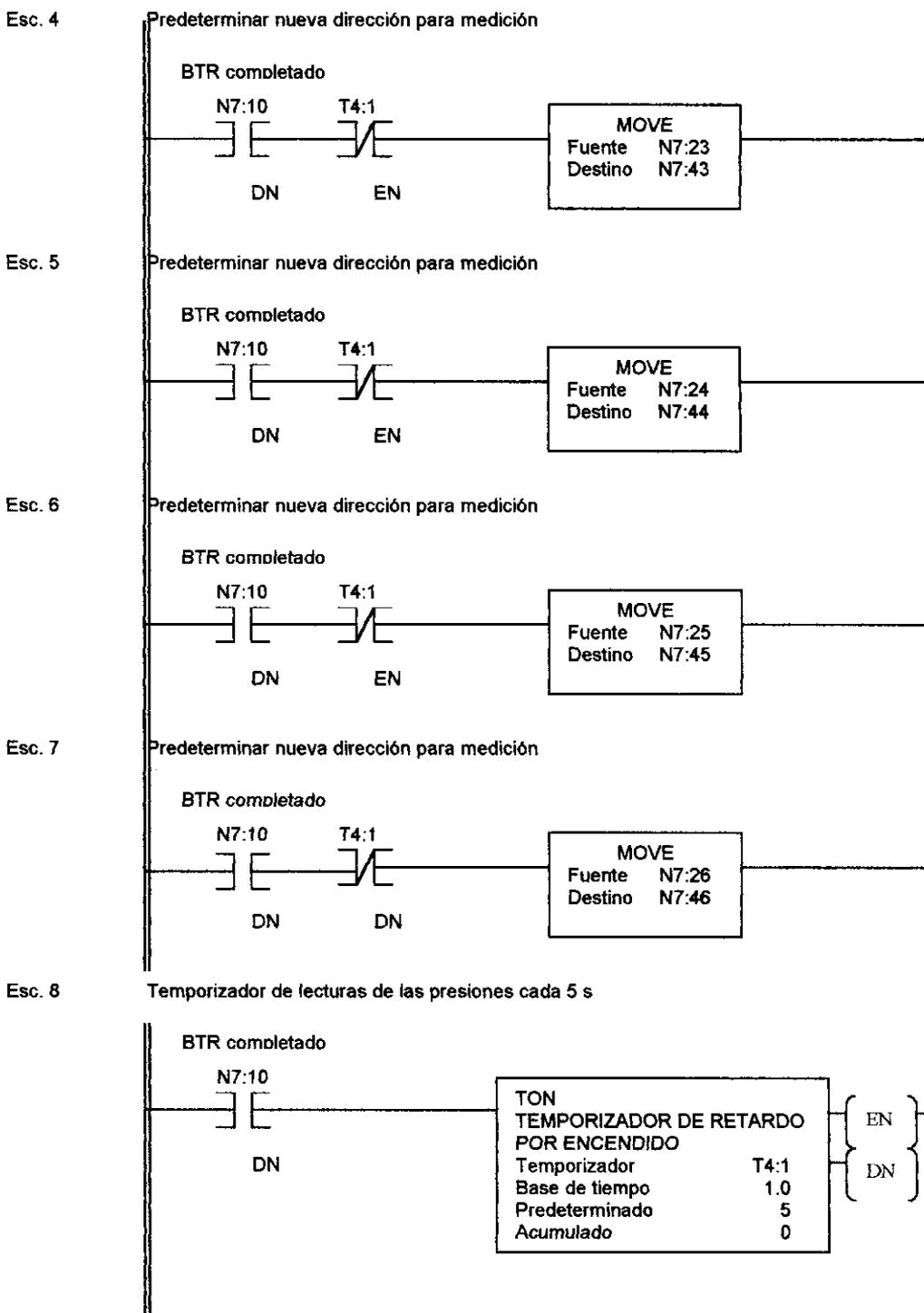
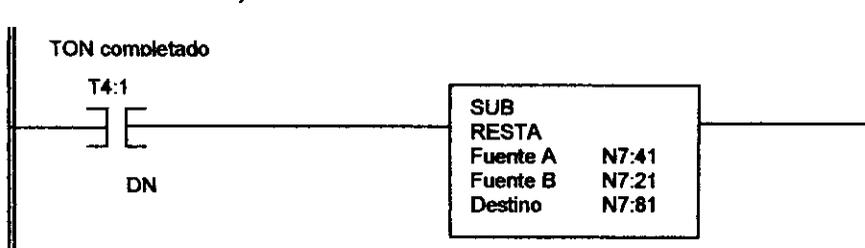
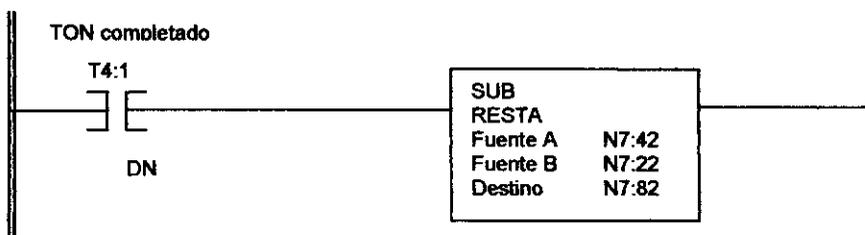


Figura 3.9 (Continuación)

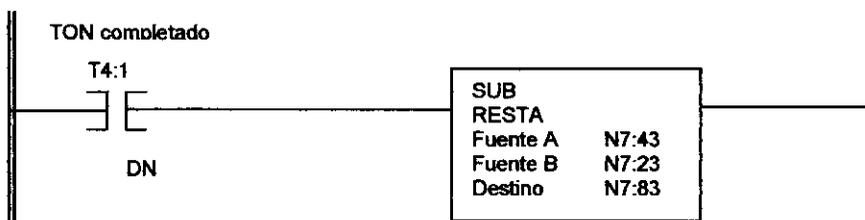
Esc. 9 Diferenciación entre P1 y P2



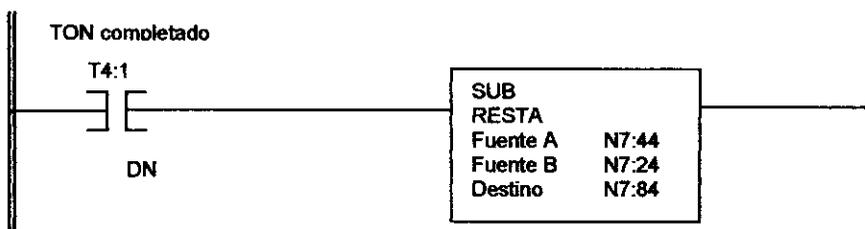
Esc. 10 Diferenciación entre P1 y P2



Esc. 11 Diferenciación entre P1 y P2



Esc. 12 Diferenciación entre P1 y P2



Esc. 13 Diferenciación entre P1 y P2

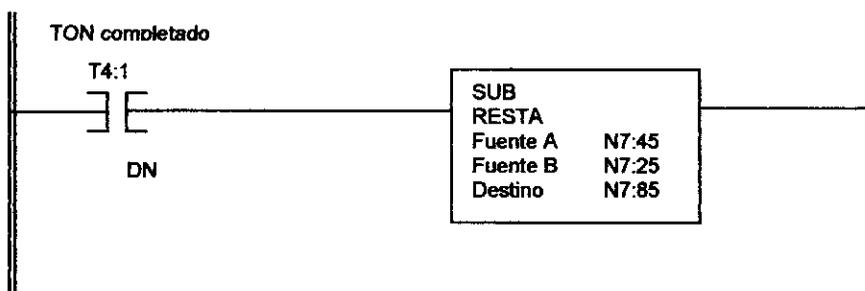
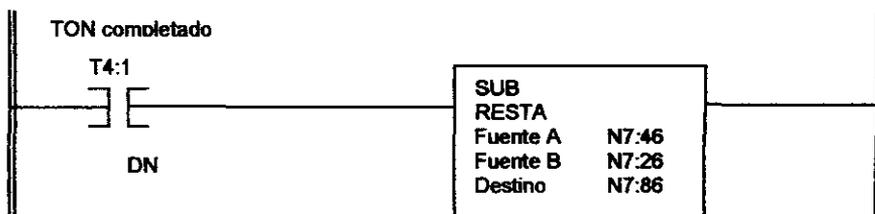
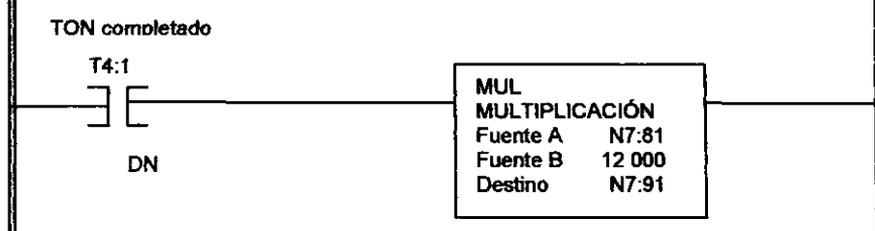


Figura 3.9 (Continuación)

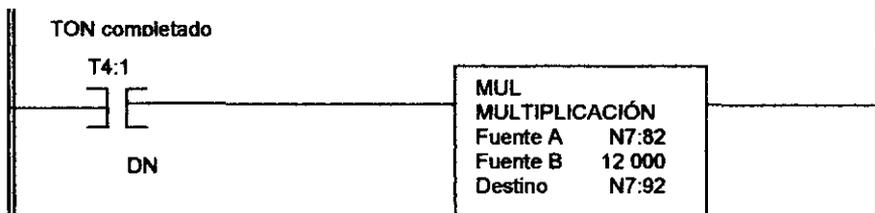
Esc. 14 Diferenciación entre P1 y P2



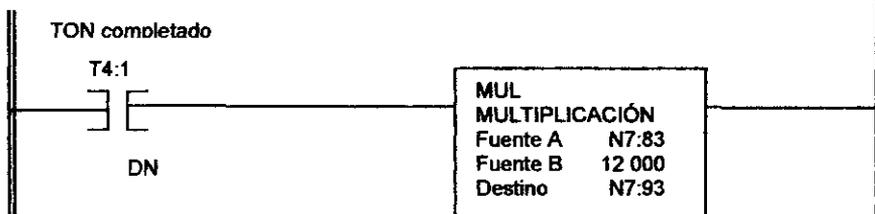
Esc. 15 Conversión a mBar/min



Esc. 16 Conversión a mBar/min



Esc. 17 Conversión a mBar/min



Esc. 18 Conversión a mBar/min

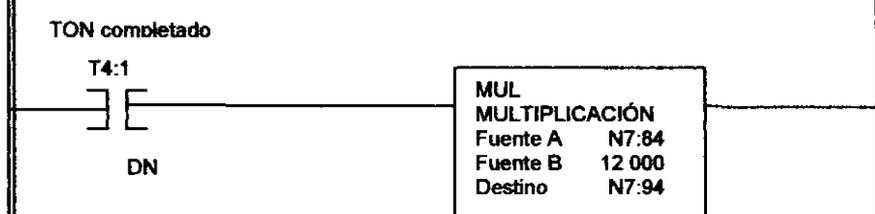


Figura 3.9 (Continuación)

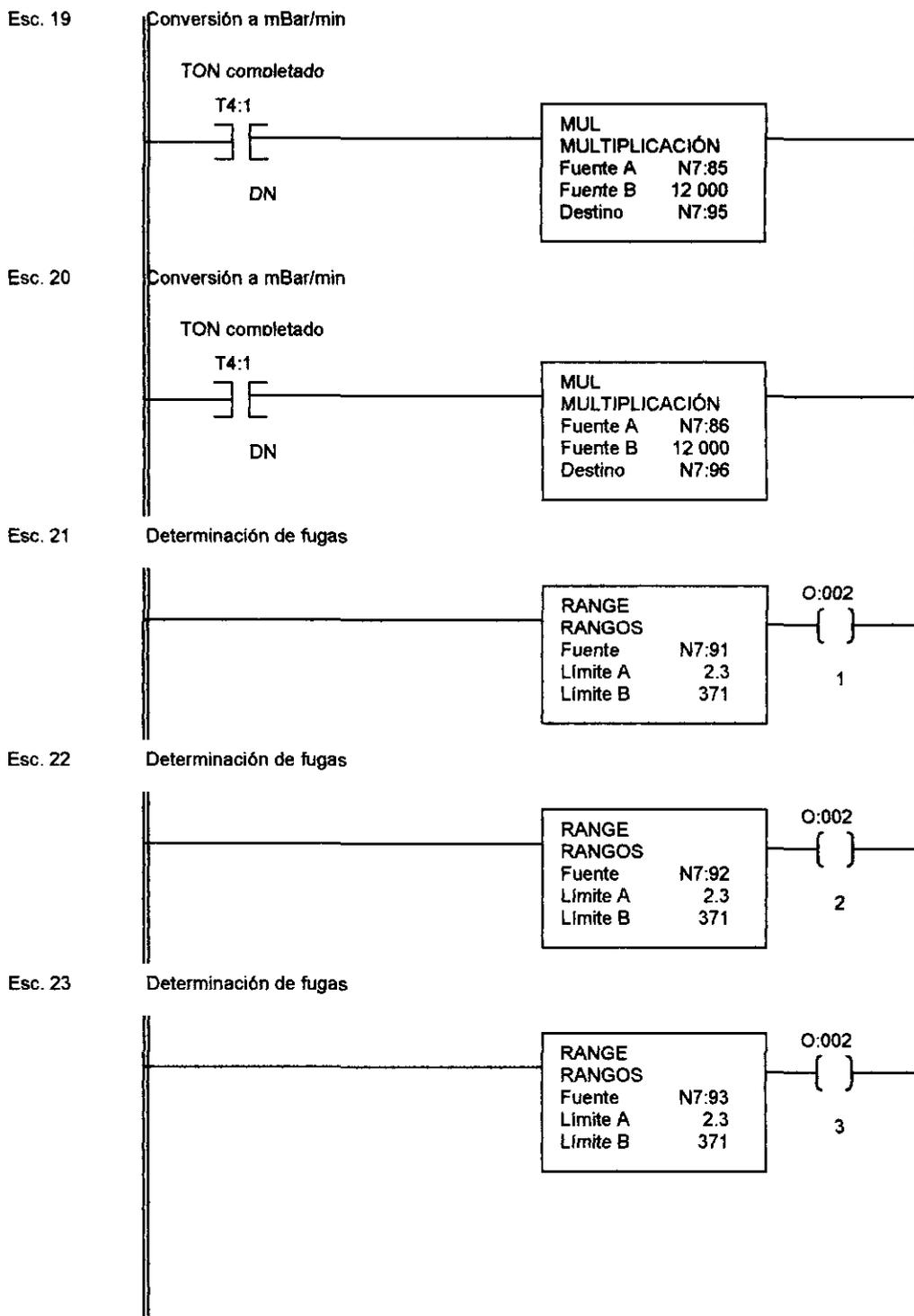
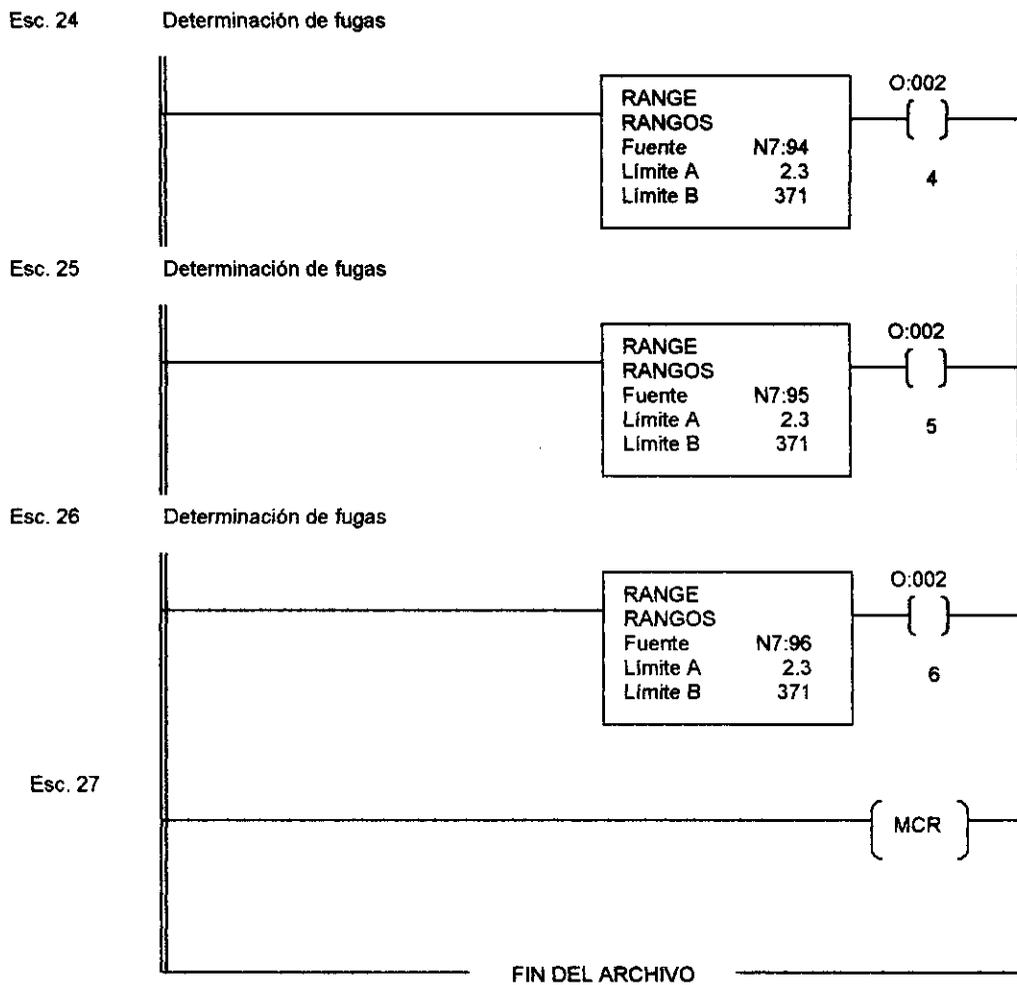


Figura 3.9 (Continuación)

**Figura 3.9 (Continuación)**

Capítulo IV

4. ANALISIS DE COSTOS

Los costos correspondientes al sistema de secado de aire, son valores que fueron determinados en el mercado nacional, puesto que las diferentes partes del sistema corresponden al diseño realizado en el capítulo 3, sección 3.2.1.

En cuanto a la parte de la modernización del sistema de control, los valores correspondientes al estudio de costos 2.2 y 2.3 son valores dados por las casas comerciales en EE.UU, puesto que la Armada del Ecuador tiene relaciones comerciales con dichas casas.

EL valor que corresponde al PLC fue determinado con base en los precios nacionales dados por una casa comercial de la localidad.

1. SISTEMA DE SECADO DE AIRE

	Detalle	Unid.	Costo	Tot.General
1.1	Intercambiador de calor			\$1.050,00
1.1.1	Sección cilíndrica	1	\$300,00	
1.1.2	Sección semiesférica	2	\$400,00	
1.1.3	Cañería 5/16" de cobre. 25 m.		\$100,00	
1.1.4	Soldadura (1 Lb.)		\$50,00	
1.1.5	Tubería Ø int. 14 x Ø ext. 18 mm		\$100,00	
1.1.6	Acoples de tubería carcaza	2	\$100,00	
1.2	Sistema de refrigeración			\$240,00
1.2.1	Unidad TECUMSEH UAE-3414 AS	1	\$180,00	
1.2.2	Válvula de expansión 3/8"	1	\$60,00	
SUBTOTAL 1				<u>\$1.290,00</u>

2. MODERNIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE

	Detalle	Unid.	Costo	Tot.General
2.1	PLC y accesorios	1		\$8.000,00
2.2	Sensores de presión y accesorios			\$1.790,00
2.2.1	Sensores de presión PX 205-3KG 1	6	\$1.700,00	
2.2.2	Accesorios (conectores PS-4G)	6	\$90,00	
2.3	Válvulas y accesorios			\$1.750,00
2.3.1	Válvulas solenoides 18 mm	6	\$1.700,00	
2.3.2	Accesorios (Cable Unif. 16 m)		\$50,00	
SUBTOTAL 2				<u>\$11.540,00</u>

TOTAL DE COSTOS EN LA IMPLEMENTACIÓN FINAL **\$12.830,00**

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Se realizó el estudio respectivo para: La rehabilitación del sistema de aire de alta presión, la presurización permanente del sistema, el secado de aire y la modernización del sistema de control, cumpliendo de esta forma con la modernización de todo el sistema, esto permitirá dejar al sistema en óptimas condiciones y proporcionará además un sistema de evaluación de fugas utilizando tecnología de punta.
2. Para la rehabilitación del sistema se consideró el uso de las líneas existentes, optimizando así el diseño original del sistema, logrando de esta forma su correcto uso.
3. La permanente presurización del sistema, evitará el excesivo tiempo que tarda el sistema para presurizarse y luego de ello usarlo.

4. El uso del controlador propio del compresor de acuerdo al estudio, deberá ser calibrado con un rango de operación de 185 bar a 206 bar, de esta manera mejorará las condiciones de operación del sistema.
5. Para la preparación del aire, se diseñó un sistema de secado de aire por enfriamiento, el que consistió en el diseño de un intercambiador de calor, el que permitirá deshumificar el aire. Además se seleccionó una unidad de refrigeración, la misma que trabajará con HFC-134a que no es contaminante.
6. En el diseño del intercambiador de calor se considera una posición vertical, lo que facilitará un inmediato desalojo del condensado.
7. Para la modernización del sistema de control, se contempló la selección de seis sensores de presión, seis válvulas solenoides y el controlador lógico programable PLC, los que permitirán detectar deterioros y fugas de forma inmediata en el sistema.
8. El sistema de refrigeración de aire diseñado, es aplicable a otros sistemas de aire de alta presión instaladas en las unidades navales, lo que permitirá dar solución a problemas de aire húmedo.

RECOMENDACIONES

1. Se deberá realizar un mantenimiento de todas las líneas y equipos del sistema de aire de alta presión.
2. Los comandos que controlarán las válvulas solenoides deberán estar ubicadas junto al monitor en el cuarto de mando.
3. Se deberá realizar una instalación eléctrica permanente para el compresor ya que actualmente no la tiene.
4. Se deberá reubicar al compresor desde el puente de cubierta al cuarto de máquinas de proa. Esta reubicación se deberá realizar, con el fin de evitar que el compresor aspire aire húmedo y que sea bañado con agua salada producto del oleaje.
5. Al instalar el intercambiador de calor se lo deberá hacer de tal forma que su posición sea vertical y que la válvula de drenaje de agua quede hacia abajo.

APÉNDICES

APENDICE A

A-1. SECADORES DE AIRE

Existen tres tipos de secadores, los de absorción, adsorción y refrigerativos.

El sistema por Absorción: El secado por absorción (ver figura A-1.1) es un procedimiento puramente químico. (Absorción: admitir en una materia sólida o líquida, otra gaseosa o líquida). Un filtro previo separa grandes cantidades de agua y de aceite del aire en rotación.

El recipiente de secado contiene una masa de secado, la cual extrae (absorción) del aire las gotas de agua existentes. La masa de secado se consume con el tiempo, por este motivo se debe añadir regularmente. Con una temperatura de enfriamiento del aire de 323°K (20°C) se obtiene un consumo de masa de secado mínimo.

Al mismo tiempo se eliminan también los vapores y partículas de aceite. Sin embargo, grandes cantidades de aceite influyen en el funcionamiento del secador, por esto en el uso de este tipo de secadores se recomienda poner un filtro fino delante del secador.

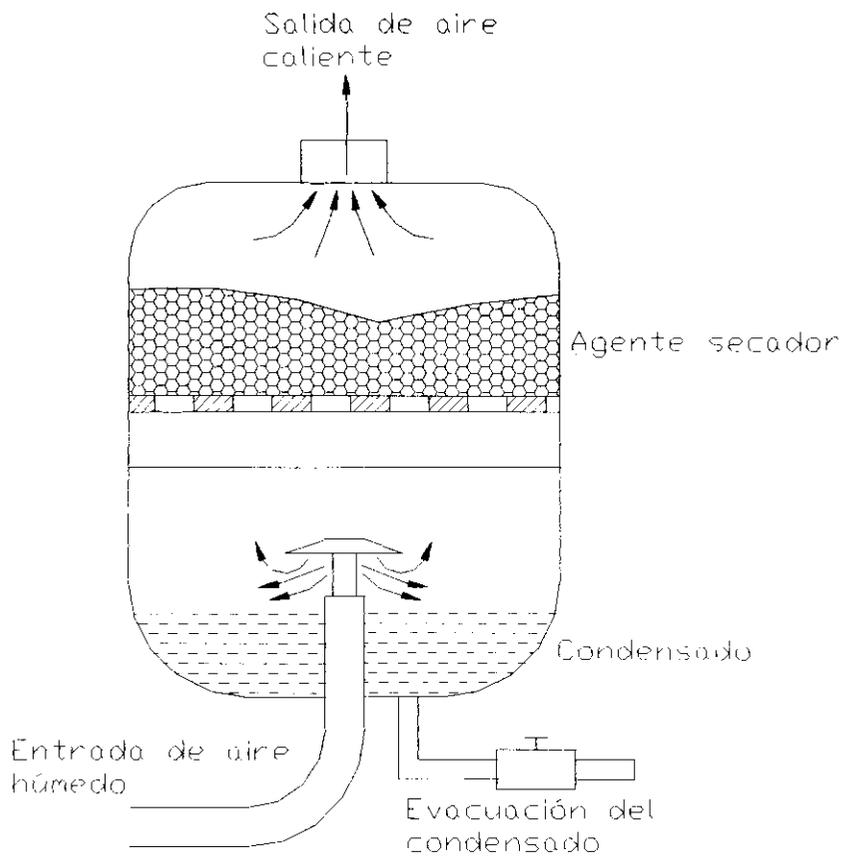


FIGURA A-1-1. ESQUEMA DE UN SECADOR POR ABSORCIÓN

El sistema por Adsorción: La base del principio de adsorción es un procedimiento físico. (Adsorción: en la superficie de cuerpos sólidos se almacenan materiales). Este procedimiento se denomina también secado de regeneración.

El material de secado, es un material granuloso. La superficie porosa de los granos se llena de agua al pasar el aire comprimido. Este producto secador se compone de casi un 100% de dióxido de silicio. En general se le da el nombre de "gel".

De forma simple se regenera el material de secado. A través del secador se sopla aire caliente el cual condensa la humedad. En la mayoría de los casos se montan en paralelo dos secadores, uno para el secado de aire y el otro para su regeneración. Este tipo de secadores normalmente tienen un postfiltrado en el cual se separan las partículas provenientes del secado.

La capacidad de almacenado del material de secado es limitada. Bajo las condiciones normales se debe cambiar el material de secado cada 2 a 3 años (ver figura A-1.2).

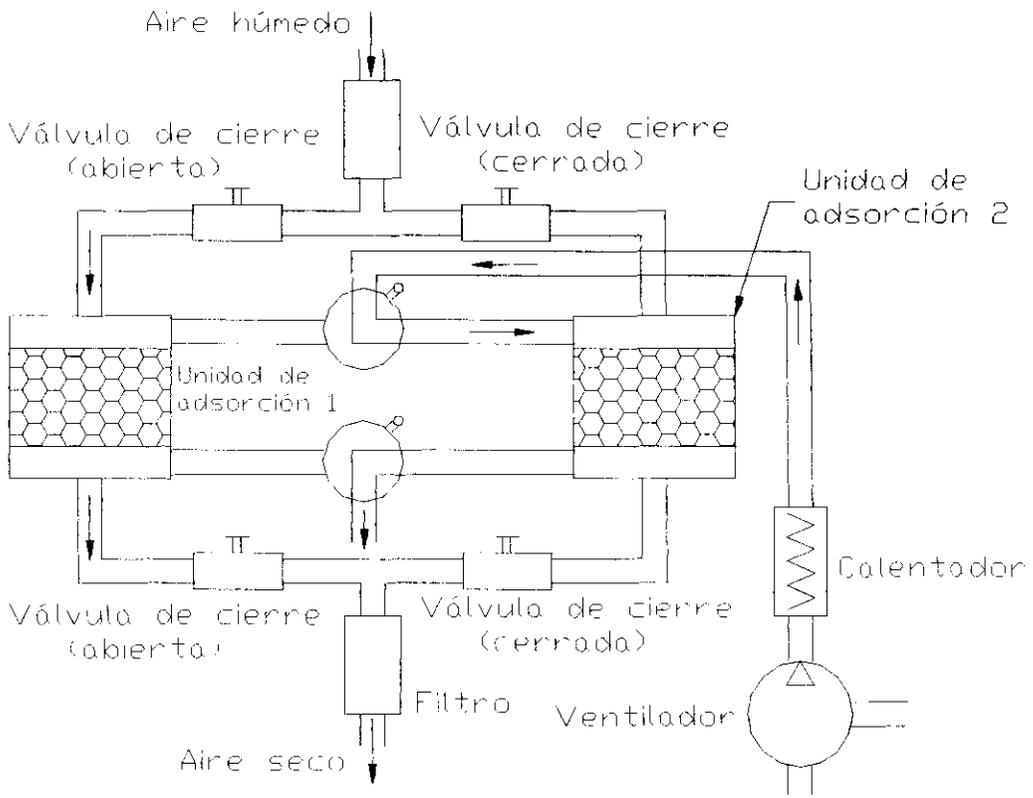


FIGURA A-1.2. ESQUEMA DE UN SECADOR POR ADSORCIÓN

El sistema por Enfriamiento: En el sistema de secado por enfriamiento, el aire es enfriado hasta temperaturas inferiores al punto de condensación. La humedad contenida en el aire es segregada y recogida en un recipiente (ver figura A-1.3).

El aire que penetra en el secador por enfriamiento pasa antes por un proceso de enfriamiento previo en el que se recurre al aire frío que sale de un intercambiador térmico. A continuación el aire es enfriado en el secador hasta alcanzar una temperatura inferior al punto de condensación. La temperatura del punto de condensación es aquella que tiene que alcanzar el aire para que se pueda condensar el agua.

Cuanto menor sea la temperatura en relación con el punto de condensación, tanto mas agua condensará. El secado por enfriamiento permite alcanzar temperaturas entre los 2°C y 5°C, siempre que la temperatura del aire a la entrada del secador sea de 38°C. Existen otros autores que promedian una temperatura de descenso de -1.7°C.

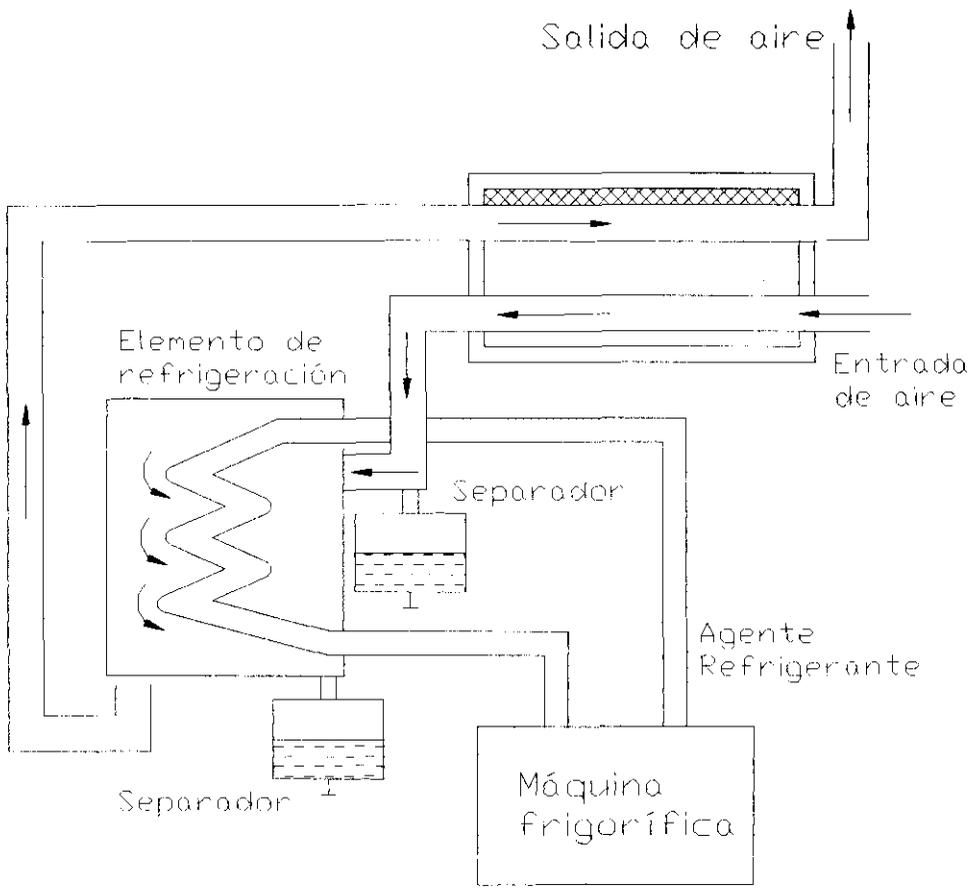


FIGURA A-1.3 ESQUEMA DE UN SECADOR POR ENFRIAMIENTO

A-2. CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES. PLC

Actualmente se ha popularizado un enfoque fundamentalmente distinto a la construcción de sistemas lógicos industrializados, tal enfoque conduce a que la toma de decisiones del sistema se lleve a cabo por instrucciones codificadas, las mismas que están almacenadas en un circuito de memoria y ejecutadas por un microprocesador. Se ha dejado atrás los sistemas lógicos basados en transistores, los cuales para ser modificados, debían hacerse cambios en las conexiones de los dispositivos lógicos, tales cambios a nivel del hardware son indeseables y lentos. En el caso del sistema del microprocesador los cambios se realizan de forma inmediata por medio de la programación o software, a través de un teclado.

Si todos los componentes de este nuevo enfoque flexible-programable son ensamblados y vendidos como unidad completa toma el nombre de controlador lógico programable PLC.

Los controladores lógicos programables están compuestos de tres partes:

1. La sección de entrada/salida.
2. El procesador
3. Y, el dispositivo de programación o terminal

1. Sección de entrada/salida

La sección de entrada/salida de un PLC se encarga del trabajo de intercomunicación entre los dispositivos industriales (sensores de presión, termocuplas, detectores de peso, detectores de altura, etc.) y los circuitos de baja potencia que almacena y ejecutan el programa de control (ver figura A-2.1)

La sección de E/S contiene módulos de entrada y salida, cada módulo contiene 16 terminales o convertidores de señal. Los módulos de entrada reciben señales de alta potencia (por lo general, 120 V de C.A.) de un dispositivo de entrada y la convierte en una señal digital de baja potencia compatible con los circuitos electrónicos del procesador. Los módulos de salida reciben del procesador señales digitales de baja potencia y la convierte en una señal de alta potencia capaz de manejar una carga industrial.

Las terminales están numeradas con base en el sistema octal, es decir comienza por 0 y 7 que es el máximo número que puede ser expresado en un solo dígito, para luego pasar a 10 y terminar en 17. Cabe indicar que los ceros son tachados con el fin de expresar que se trabaja en un sistema octal diferente del decimal

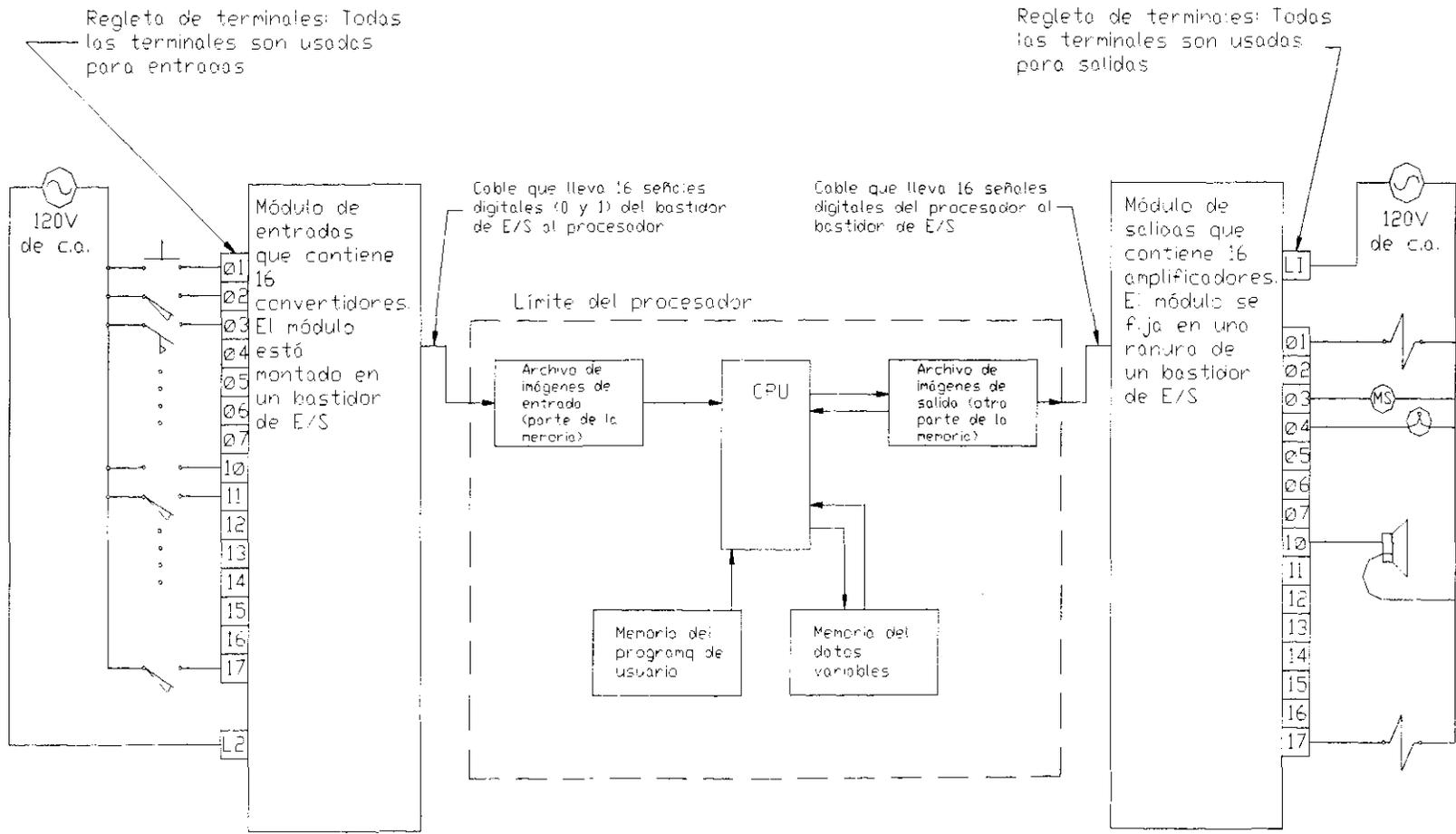


FIGURA A-2.1 ESQUEMA DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS DE UN PLC

2. El procesador

El procesador de un PLC contiene y ejecuta el programa del usuario: Para poder hacer este trabajo, el procesador debe almacenar las condiciones de entrada y salida más recientes. Dentro del procesador existen varios sectores internos de su memoria, cada uno con finalidad diferente, es así que el procesador se divide en (ver figura A-2.1):

- Archivos de imágenes de entrada
- Archivos de imágenes de salida
- Unidad de procesamiento central CPU
- Memoria del programa del usuario
- Memoria de datos variables

Archivos de imágenes de entrada.- Las condiciones de entrada se almacenan en el archivo de imágenes de entrada, que es una parte de la memoria del procesador. Cada terminal del módulo de entrada de la sección de E/S tienen asignado un lugar determinado dentro del archivo de imágenes de entrada. Este lugar determinado está destinado exclusivamente a la tarea de llevar el registro de la última condición de su terminal de entrada.

Archivo de imágenes de salida.- Las condiciones de salida se almacenan en el archivo de imágenes de salida, que es otra parte de la memoria del procesador. El archivo de imágenes de salida tiene la misma relación con las

terminales de salida de la sección de E/S que el archivo de imágenes de entrada tiene con las terminales de entrada. Esto es, cada terminal de salida tiene asignada una localidad de memoria en el archivo de imágenes de salida. Esa localidad en particular está dedicada exclusivamente a la tarea de llevar “el registro” de la última condición de su terminal de salida.

Unidad de procesamiento central CPU.- La subsección del procesador que se encarga de la ejecución del programa se llama unidad de procesamiento central. CPU. A medida que la CPU ejecuta el programa de usuario, el archivo de imágenes de salida se está actualizando continuamente y de inmediato.

Memoria del programa del usuario.- Una porción particular de la memoria del procesador se usa para el almacenamiento de las instrucciones del programa del usuario. Se usa el nombre “memoria del programa del usuario” para hacerse referencia.

Antes de que un PLC pueda comenzar a controlar un sistema industrial, una persona debe ingresar las instrucciones codificadas (“programación del PLC”), las mismas que automáticamente se almacenan en localidades secuenciales en la memoria del programa del usuario. Una vez completado el procedimiento de programación, el usuario conmuta el PLC del modo de

programación al modo de ejecución, lo que hace que la CPU ejecute el programa de principio a fin repetidamente, a este evento se lo conoce como ciclo de barrido el que comienza por el barrido de entrada, continua por el barrido del programa y termina con el barrido de salida.

Barrido de entrada: Aquí el estado actual de cada terminal de entrada se almacena en el archivo de imágenes de entrada, actualizandolo.

Barrido de programa: A continuación del barrido de entrada el procesador ejecuta el programa del usuario, llevando a cabo la secuencia de ejecución, la rapidez de este barrido de programa dependerá de la longitud del programa y las especificaciones del CPU.

Barrido de salida: Durante la ejecución del programa de usuario la CPU mantiene actualizado el "archivo de imágenes de salida" como se dijo anteriormente, sin embargo, las "terminales de salida", no son actualizadas constantemente. En cambio, el "archivo de imágenes de salida" completo se transfiere a las "terminales de salida" durante el barrido de salida. Esto es porque, en general, los propios dispositivos de carga son irremediamente lentos en comparación con el ciclo de barrido del PLC. ej. Los solenoides tardan entre 30 y 50 ms en energizarse mientras que el PLC ha ejecutado su programa varias veces.

Memoria de datos variables.- A más de las señales de contacto y bobinas (examinar encendido, examinar apagado y energizar salidas) con que puede trabajar un PLC y que lo maneja parte de la memoria del programa de usuario, los PLC poseen otras instrucciones, entre ellas:

- Puede introducir un retardo en un esquema de control. Esto, es que el PLC tiene temporizadores internos, que reproducen acciones de los diferentes temporizadores existentes.
- Pueden contar eventos, con los eventos representados como cierre de interruptores. Esto es, el PLC contiene contadores internos, como los contadores ascendentes y descendentes.
- Puede ejecutar operaciones aritméticas con los datos residentes en su memoria.
- Puede ejecutar comparaciones numéricas (mayor que, menor que, etc.).

Estas cuatro capacidades implican que el PLC pueda almacenar y trabajar con números, los mismos que pueden cambiar de un ciclo de barrido al siguiente. Por tanto, el PLC debe contar con una sección de su memoria reservada para mantener la cuenta de varios números variables, o datos que intervienen en el programa de usuario. Esta sección de memoria es llamada "memoria de datos variables".

Entre los tipos de datos numéricos que pueden estar presentes en la memoria de datos variables, existen:

- a. El valor predeterminado de un temporizador, o número de segundos durante los que el temporizador debe permanecer energizado para dar una señal de “tiempo fuera”, o expiración.
- b. El valor acumulado de un temporizador, o número de segundos que han transcurrido desde que el temporizador fue energizado.
- c. El valor predeterminado de un contador, o número al que un contador ascendente debe contar para dar una señal de “conteo completo”. Para un contador descendente es el número del que partirá el contador en su cuenta descendente.
- d. El valor acumulado de un contador: es la cuenta actual que ha sido registrada por un contador ascendente. Para un contador descendente, es la cuenta actual faltante antes de que el contador llegue a cero.
- e. El valor de una variable física en el proceso controlado, que se obtiene midiendo la variable física por medio de un transductor a un formato digital, con un convertidor A/D
- f. El valor de una señal de salida enviada a un controlador en el proceso controlado, que se obtiene mediante un cálculo matemático efectuado por el PLC. Los valores de salida calculados son digitales en el PLC y

generalmente convertidos a analógicos por el convertidor D/A antes de ser enviados al controlador.

3. El dispositivo de programación o terminal.

La tercera parte esencial de un PLC es el dispositivo de programación, que también se llama terminal de programación. Algunos PLC están equipados con un dispositivo de programación dedicado, construido por la misma compañía que fabrica el PLC, pero en muchas instalaciones el dispositivo de programación es una computadora de escritorio o portátil. Un cable de conexión serial conecta el computador con el procesador del PLC. Con un software especial instalado en el disco duro de la computadora, las pulsaciones en el teclado de la computadora representan instrucciones del programa del usuario que son convertidas en el código apropiado. De allí pasan por el cable de comunicación al procesador.

El software del fabricante del PLC presenta solicitudes en la pantalla del monitor para ayudar al programador. También despliega en la pantalla varios escalones del programa de lógica de escalera. Esto permite al usuario observar la ejecución del programa escalón por escalón. Posteriormente cuando el programa esté en funcionamiento, la pantalla será de ayuda para la localización de fallas y edición del mismo.

A-3. PLC SIMATIC S7-300

ASPECTOS GENERALES

Aplicaciones: El SIMATIC S7-300 es el sistema PLC mini-modular para pequeñas y medianas aplicaciones.

Modular desplegable, de fácil implementación para la distribución de estructuras y manualmente amigable, hacen que SIMATIC S7-300 sea una solución económica para una amplia variedad de tareas dentro de pequeños y medianos desarrollos en la industria.

Las áreas de aplicación para el SIMATIC S7-300 incluye:

- Propósitos especiales en maquinaria
- Maquinaria textil.
- Aplicaciones para la Ingeniería Mecánica en general
- Máquinas herramientas
- Sistemas de control
- Instalaciones ingenieriles
- Industria de la manufactura eléctrica.

El SIMATIC S7-300 obedece normas internacionales como:

- DIN
- Certificaciones UL
- Certificaciones CSA
- FM class. Div 1: Group A,C y D.

Certificaciones provenientes de constructores navales:

- American Bureau of Shipping
- Bureau Veritas
- Des Norske Veritas
- Germanischer Lloyd
- Lloyds Register of Shipping

Rasgos generales: El controlador programable SIMATIC S7-300 es modular en diseño. Un amplio rango de módulos combinables individualmente están disponibles para la expansión del PLC.

Un sistema comprende:

- La unidad de procesamiento central (CPU).- Varios CPU

están disponibles para las diferentes aplicaciones y desarrollos.

- Señal modular para Entradas y Salidas (E/S) digitales y analógicas.
- Procesador de comunicación para la conexión de redes punto a punto.
- Función modular para contadores rápidos y operaciones de posición (abrir o cerrar lazos de control).

El SIMATIC S7-300 es apropiado para usos universales como máxima conformidad con normas industriales, debido a la alta compatibilidad electromagnética y alta resistencia a golpes y vibraciones.

Función: Amplio rango en el soporte para el uso en programación y funcionamiento del SIMATIC S7-300.

- Alta velocidad en la ejecución de las instrucciones.- El tiempo de la ejecución de las

instrucciones es de 0.3 microsegundos para medianas y pequeñas aplicaciones.

- Operaciones aritméticas.- Siempre puede realizar operaciones complejas de aritmética efectivamente con sus funciones de operaciones.
- Interfaces Máquina-Hombre (HMI).- Conveniente servicio en la HMI, son integrados alrededor de las operaciones con el sistema SIMATIC S7-300, por lo que existe menos requerimientos en el desarrollo de funciones.
- Función de diagnóstico.- El sistema de diagnóstico inteligente de el CPU supervisa continuamente la funcionalidad de el sistema, además graba errores y eventos del sistema específico.
- Protección de la contraseña.- El concepto de la contraseña con multi-niveles permite proteger al usuario eficazmente del copiado desautorizado y/o de modificaciones en la aplicación del programa.

Comunicaciones: El SIMATIC S7-300 tiene diferentes relaciones de comunicaciones:

- Procesador de comunicación para la conexión de AS Interface, Profibus y el sistema de comunicación industrial Ethernet.
- Procesador de comunicación para la conexión del sistema punto a punto.
- Relación multi-puntual que es integrado en el CPU; esta es la solución del bajo costo para la conexión simultánea con el dispositivo de programación, PCs, el sistema HMI y otros sistemas de automatización SIMATIC S7, M7 o C7.

El uso amigable del STEP 7 en la interface está disponible para funciones de configuración para la comunicación.

Los CPUs apoyan los tipos de comunicación siguientes:

- Procesos de comunicación para direcciones cíclicas de los módulos de E/S (procesos de

intercambio de imágenes) sobre un medio de conexión (AS Interface o Profibus DP).

- Datos de comunicación para intercambio de datos entre un sistema de información o entre estaciones HMI y varios sistema de automatización.

UNIDAD DE PROCESAMIENTO CENTRAL (CPU)

Operaciones Globales:

- 8 diferentes CPUs
- Capacidad desarrollada para las más variadas aplicaciones

Aplicaciones:

Varios CPUs con diferentes niveles de desarrollo están disponibles para el SIMATIC S7-300.

CPU 312 IFM

El CPU 312 IFM, es el compacto CPU para pequeñas instalaciones con tecnología analógica.

Con E/S digitales dispone para las conexiones directas del proceso.

Con funciones y E/S especiales que habilitan soluciones especiales, por ejemplo.

- Alta velocidad de conteo
- Medida de frecuencia e
- Interrupciones del proceso.

CPU 313

El CPU 313 es la solución de bajo costo, con memoria del programa expansible; este puede usarse en aplicaciones pequeñas. Se requiere de alta velocidad del procesador.

CPU 314 IFM

El CPU 314 IFM es el compacto CPU para instalaciones que requieren

tiempos de respuesta rápidos y funciones especiales. Cuenta con E/S para conexiones directas en el proceso.

Se extienden a funciones y E/S especiales que habilitan soluciones especiales, por ejemplo.

- Alta velocidad de conteo
- Medida de frecuencia
- Posicionamiento de abierto circuito e
- Interrupciones del proceso.

CPU 314

El CPU 314 es el CPU para tareas que demandan alta velocidad de procesamiento y una media clasificación para E/S de configuración.

Este es usado en instalaciones que requieren una media clasificación en el programa y medio rango en instrucciones para la velocidad de ejecución.

CPU 315

El CPU 315 es un CPU poderoso con aplicaciones de una mediana a gran memoria de programa y extensión de E/S para la configuración.

CPU 315- 2 DP

El CPU 315- 2 DP es un CPU con media clasificación a un gran tamaño para la memoria del programa y el Profibus DP maestro/esclavo para la interface.

Este es usado en instalaciones que contienen estructuras de automatización distribuidas así como centrales de E/O.

CPU 316

El CPU 316 es un poderoso CPU con una gran memoria de programa y extensivas E/O para la configuración.

CPU 318- 2

El CPU 318- 2 es un CPU con una gran memoria de programa y una interface maestro/esclavo.

Este es usado en instalaciones que contienen una estructura de automatización distribuida como una central de E/S.

CPU 314

El CPU 314 es el CPU para tareas que demandan alta velocidad de procesamiento y una media clasificación para E/S de configuración.

Este es usado en instalaciones que requieren una media clasificación en

el programa y medio rango en instrucciones para la velocidad de ejecución.

CPU 315

El CPU 315 es un CPU poderoso con aplicaciones de una mediana a gran memoria de programa y extensión de E/S para la configuración.

CPU 315- 2 DP

El CPU 315- 2 DP es un CPU con media clasificación a un gran tamaño para la memoria del programa y el Profibus DP maestro/esclavo para la interface.

Este es usado en instalaciones que contienen estructuras de automatización distribuidas así como centrales de E/O.

CPU 316

El CPU 316 es un poderoso CPU con una gran memoria de programa y extensivas E/O para la configuración.

CPU 318- 2

El CPU 318- 2 es un CPU con una gran memoria de programa y una interface maestro/esclavo.

Este es usado en instalaciones que contienen una estructura de automatización distribuida como una central de E/S.

APENDICE B

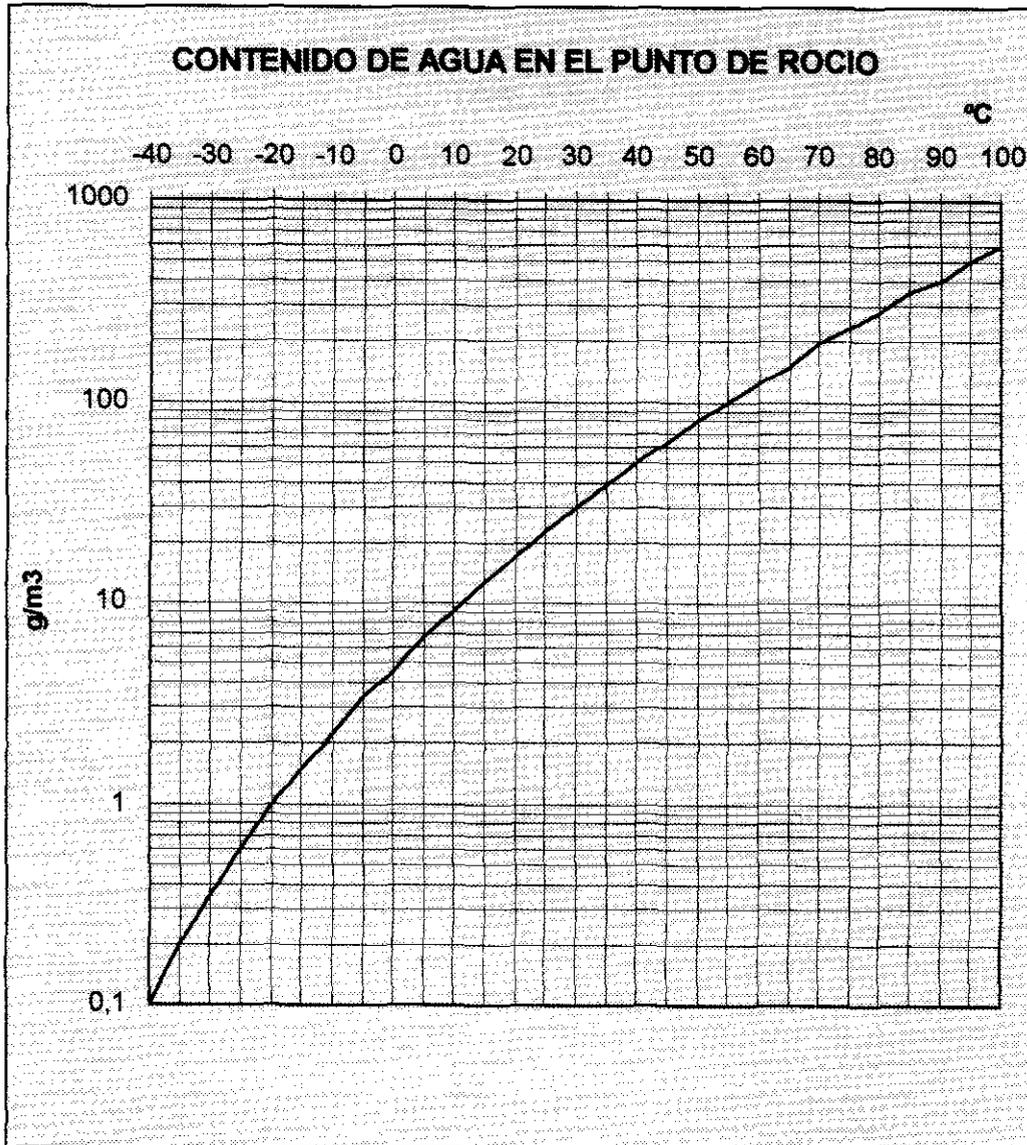


FIGURA B-1 CONTENIDO DE AGUA DEL AIRE EN EL PUNTO DE ROCIO

Referencia. (7)

TABLA B-1

CONSTANTES ELÁSTICAS Y FÍSICAS DE MATERIALES

MATERIAL	MODULO DE ELASTICIDAD E		MODULO DE RIGIDEZ G		RELACION DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Referencia. (1)

TABLA B-2

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE A PRESIÓN ATMOSFÉRICA

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^7$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Referencia. (3)

TABLA B-3

**CONSTANTES DE LA ECUACIÓN DE HILPERT PARA CILINDROS CON
FLUJOS CRUZADOS**

CONSTANTES DE LA ECUACIÓN DE HILPERT		
Re_D	C	m
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4,000	0.683	0.466
4,000 - 40,000	0.193	0.618
40,000 - 400,000	0.027	0.805

Referencia. (3)

TABLA B-4

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS ACEROS

UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in. %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	203
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Referencia. (1)

TABLA B-5 : Continuación

DESCRIPTION/ COMPOSITION	MAX SERVICE TEMP (K)	TYPICAL DENSITY (kg/m ³)	TYPICAL THERMAL CONDUCTIVITY, k (W/m · K), AT VARIOUS TEMPERATURES (K)														
			200	215	230	240	255	270	285	300	310	365	420	530	645	750	
Cellular glass	700	145			0.046	0.048	0.051	0.052	0.055	0.058	0.062	0.069	0.079				
Diatomaceous silica	1,145	345												0.092	0.098	0.104	
	1,310	385												0.101	0.100	0.115	
Polystyrene, rigid																	
Extruded (R-12)	350	56	0.023	0.023	0.022	0.023	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029						
Extruded (R-12)	350	35	0.023	0.023	0.023	0.025	0.025	0.026	0.027	0.029							
Molded beads	350	16	0.026	0.029	0.030	0.033	0.035	0.036	0.038	0.040							
Rubber, rigid foamed	340	70						0.029	0.030	0.032	0.033						
Insulating Cement																	
Mineral fiber (rock, slag or glass)																	
with clay binder	1,255	430									0.071	0.079	0.088	0.105	0.123		
with hydraulic setting binder	922	560									0.108	0.115	0.123	0.137			
Loose Fill																	
Cellulose, wood or paper pulp	—	45							0.038	0.039	0.042						
Perlite, expanded	—	105	0.036	0.039	0.042	0.043	0.046	0.049	0.051	0.053	0.056						
Vermiculite, expanded	—	122			0.056	0.058	0.061	0.063	0.065	0.068	0.071						
		80			0.049	0.051	0.055	0.058	0.061	0.063	0.066						

Referencia. (3)

TABLA B-6

FACTORES DE CONVERSIÓN DE UNIDADES

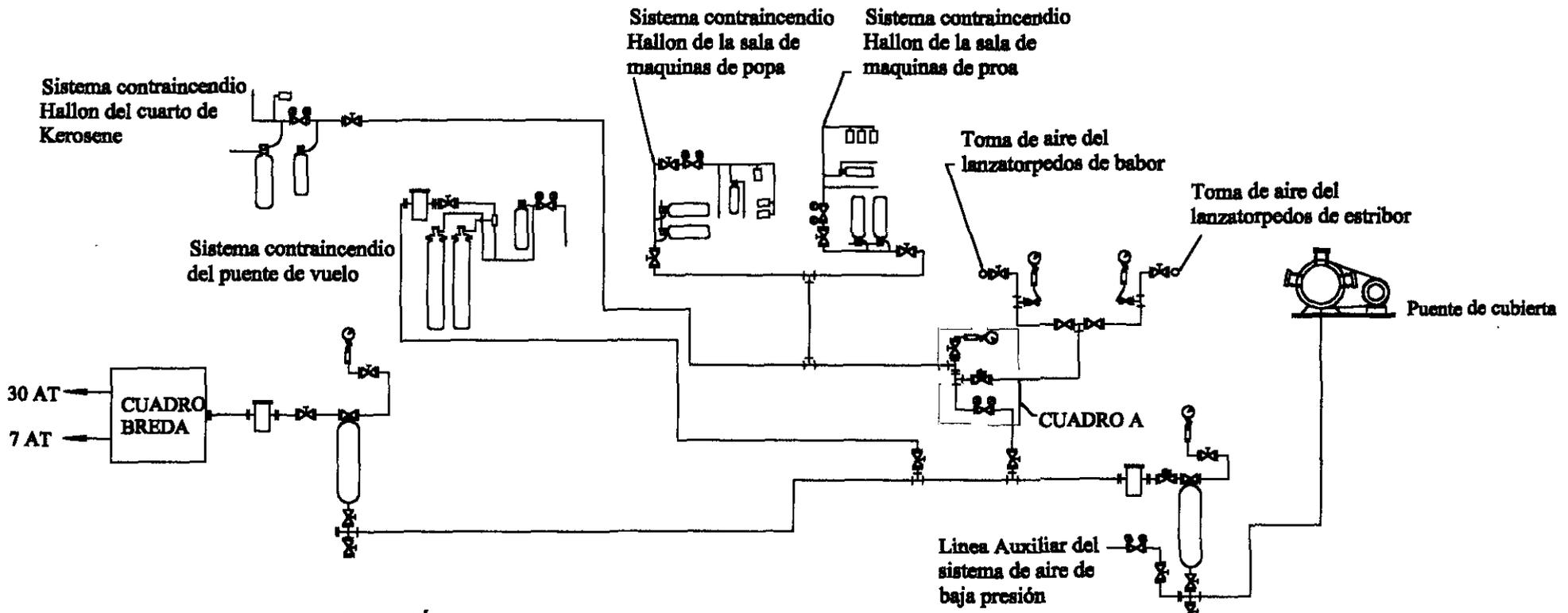
Factores de conversión *A* para obtener una cantidad de entrada *X* convertida en una cantidad de salida *Y* mediante la fórmula $Y = AX^*$

MULTIPLIQUE <i>X</i>	POR EL FACTOR <i>A</i>	PARA OBTENER <i>Y</i>	MULTIPLIQUE <i>X</i>	POR EL FACTOR <i>A</i>	PARA OBTENER <i>Y</i>
Unidad térmica británica, Btu	1055	joule, J	momento de inerencia, lbm · ft ²	0.0421	kilogramo- metro ² , kg · m ²
Btu/segundo, Btu/s	1.05	kilowatt, kW	momento de inerencia, lbm · in ²	293	kilogramo- milímetro ² , kg · mm ²
caloría	4.19	joule, J	segundo momento de área, in ⁴	41.6	centímetro ⁴ , cm ⁴
centímetro de mercurio (0°C)	1.333	kilopascal, kPa	onza fuerza, oz	0.278	newton, N
centipoise, cP	0.001	pascal-second, Pa · s	onza masa	0.0311	kilogramo, kg
grado (ángulo)	0.0174	radian, rad	libra, lbf†	4.45	newton, N
pie, ft	0.305	metro, m	libra-pie, lb · ft	1.36	newton-metro, N · m
pie ² , ft ²	0.0929	metro ² , m ²	libra-pie ² , lb/ft ²	47.9	pascal, Pa
pie/minuto, ft/min	0.0051	metro/segundo, m/s	libra-pulgada, lb · in	0.113	joule, J
pie-libra, ft · lb	1.35	joule, J	libra-pulgada, lb · in	0.113	newton-metro, N · m
pie-libra/ segundo, ft · lb/s	1.35	watt, W	libra/pulgada, lb/in	175	newton/metro, N/m
pie/segundo, ft/s	0.305	metro/segundo, m/s	libra/pulgada ² , psi (lb/in ²)	6.89	kilopascal, kPa
galón (USA),	3.785	litro, l	libra-masa, lbm	0.454	kilogramo, kg
caballo, hp	0.746	kilowatt, kW	libra masa/ segundo, lbm/s	0.454	kilogramo/ segundo, kg/s
pulgada, in	0.0254	metro, m	cuarto de galón (E.U.), qt	946	mililitro, ml
pulgada, in	25.4	milímetro, mm	módulo de sección, in ³	16.4	centímetro ³ , cm ³
pulgada ² , in ²	645	milímetro ² , mm ²	slug (geolibra)	14.6	kilogramo, kg
pulgada de mercurio (32°F)	3.386	kilopascal, kPa	tonelada (2000 lbm, E.U.)	907	kilogramo, kg
kilolibra, kip	4.45	kilonewton, kN	yarda, yd	0.914	metro, m
kilolibra/pulgada ² , kpsi (ksi)	6.89	megapascal, MPa (N/mm ²)			
masa, lb · s ² /in	175	kilogramo, kg			
milla, mi	1.610	kilómetro, km			
milla/hora,	1.61	kilómetro/hora km/h			
milla/hora,	0.447	metro/segundo, m/s			

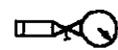
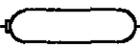
*Aproximado

† La unidad *libra fuerza* del U.S. Customary System suele simbolizarse como lbf para distinguirla de la libra masa, cuyo símbolo es lbm. En este libro, la libra fuerza se designa simplemente como *libra* y se usa el símbolo lb

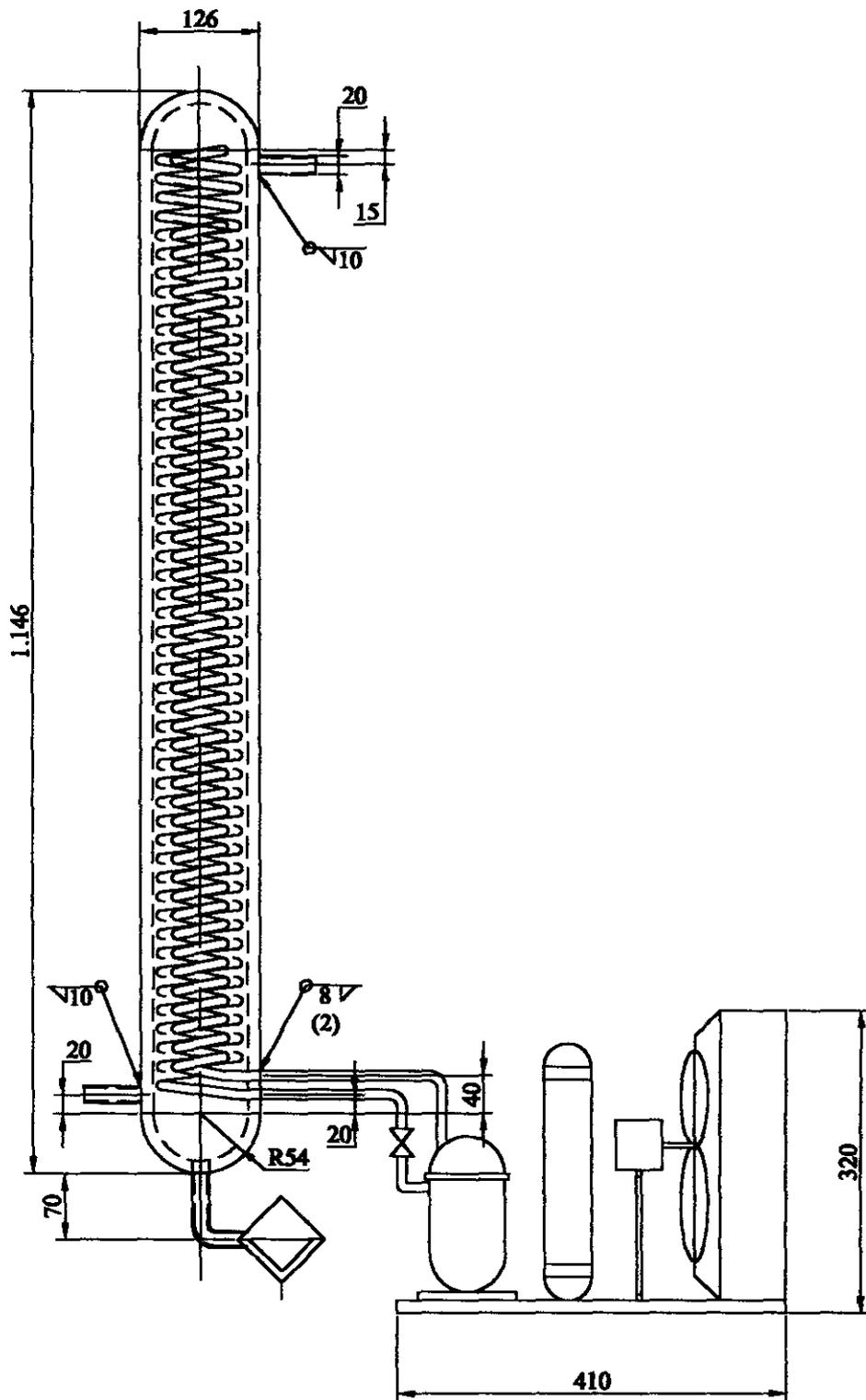
Referencia. (1)



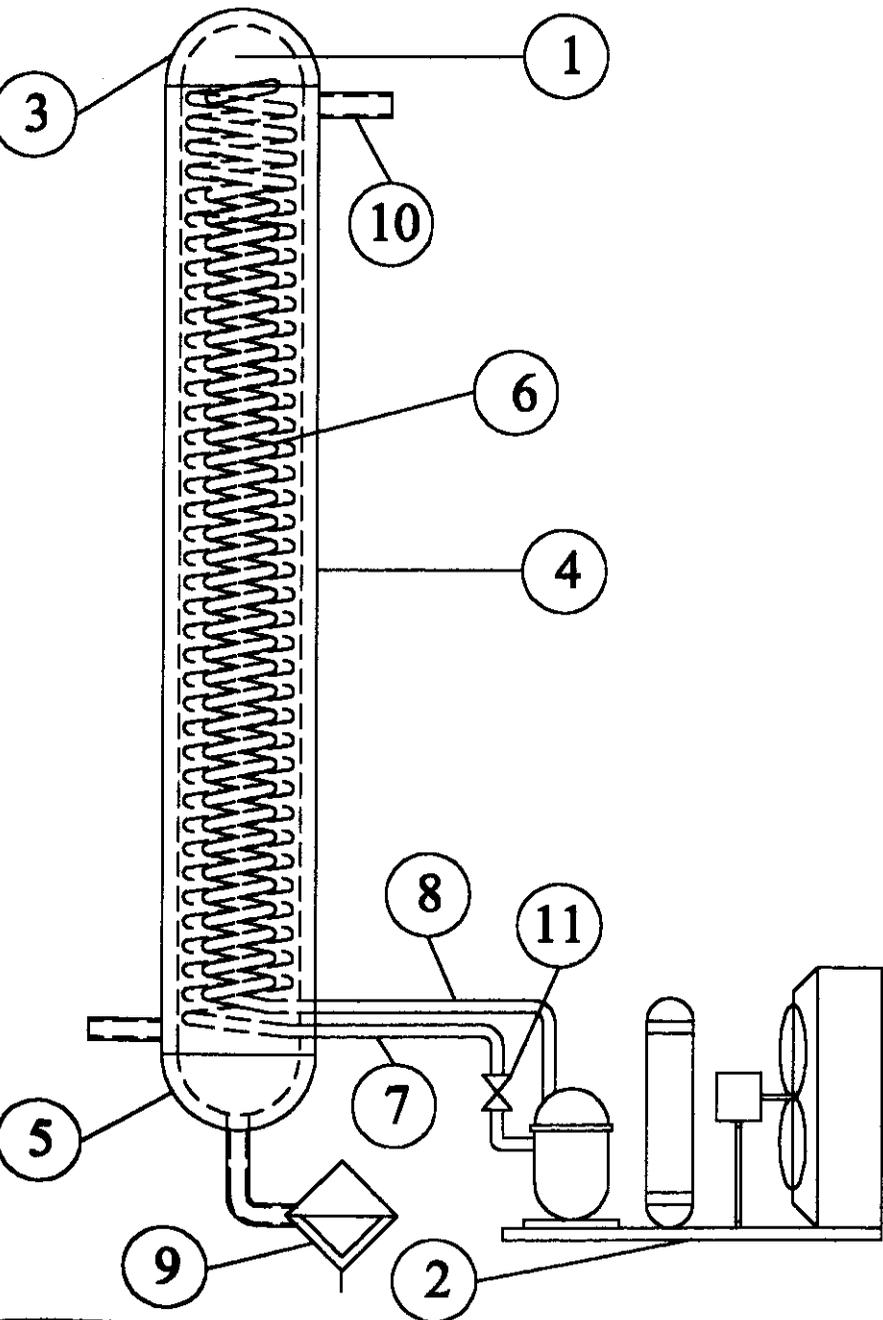
SIMBOLOGÍA

- | | | | |
|---|---------------------|---|----------------------|
|  | FILTRO |  | MANÓMETRO |
|  | REDUCTOR DE PRESIÓN |  | CILINDRO ACUMULADOR |
|  | VÁLVULA |  | ACUMULADOR PRINCIPAL |
|  | T DE DISTRIBUCIÓN |  | PRESOSTATOS |

Tolerancia		Peso (Kg)		OBRA: Sistema de aire de alta presión de las corbetas misileras	
Dib.	07/9/00	B.Espinoza		CONTIENE:	
Rev.	9/10/00	Ing.E.Orces		Esquema General	
Apro.				ESCALA	



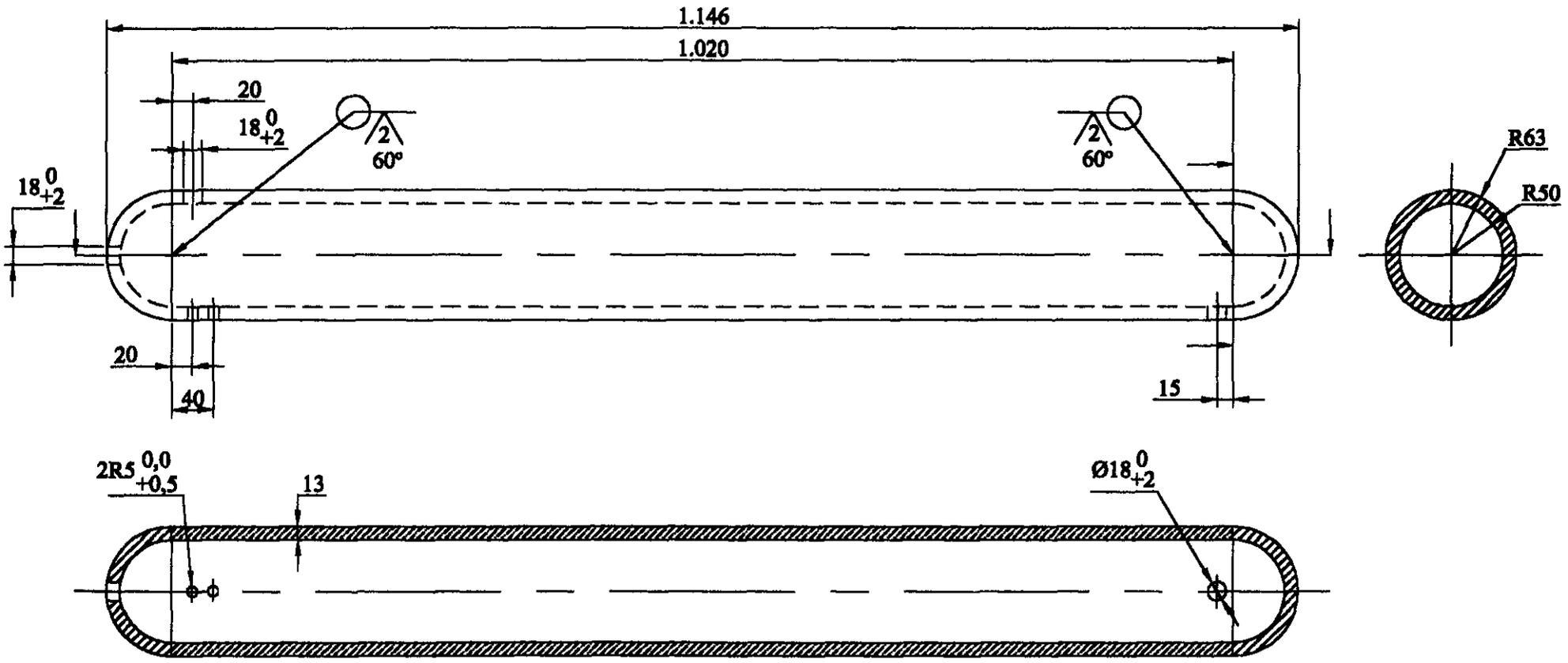
Tolerancia		Peso (Kg)		OBRA: Diseño de un sistema de secado de aire por enfriamiento	
	Fecha	Nombre		CONTIENE:	ESCALA
Dib.	07/9/00	B.Espinoza		Vista en conjunto	1 : 7
Rev.	7/10/00	Doc.Barriga			
Apro.					
ESPOL				PLANO N° : 3	
				MATERIAL:	



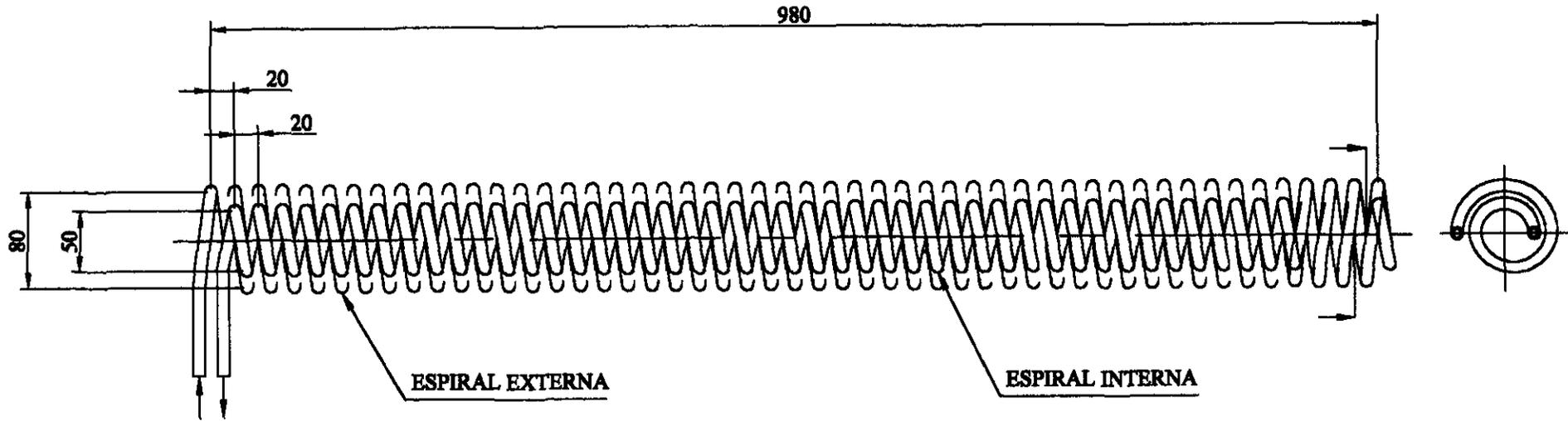
11	Válvula de expansión			3/8 "
10	Línea de aire	2	Acero	día 14 x 18 mm
9	Purga automática	1		
8	Línea de retorno	1	Cobre	día 8 x 10 mm
7	Línea de suministro	1	Cobre	día 8 x 10 mm
6	Espiral enfriador	1	Cobre	16m, día.ext 10 mm
5	Semiesfera inferior	1	AISI 1010	Espesor 13 mm.
4	Sección cilíndrica	1	AISI 1010	Espesor 13 mm.
3	Semiesfera superior	1	AISI 1010	Espesor 13 mm.
2	Unidad de refrigeración	1		Capac. 994 Btu/hr
1	Intercambiador de Calor	1	AISI 1010	
Nº	Pieza	Cant.	Material	Notas

Tolerancia		Peso (Kg)		OBRA: Diseño de un sistema de secado de aire por enfriamiento	
				CONTIENE:	
				Sistema General	
				ESCALA	
				1 : 2	
				PLANO Nº : 2	
				MATERIAL:	
					

ESPOL



Tolerancia		Peso (Kg)		OBRA: Diseño de un sistema de secado de aire por enfriamiento	
				CONTIENE: Carcaza del intercambiador de calor	
				ESCALA: 1 : 6	
	Fecha	Nombre		PLANO N°: 4 MATERIAL: Acero Negro	
Dib.	07/9/00	B.Espinoza			
Rev.	7/10/00	Doc.Barriga			
Apro.					
ESPOL					

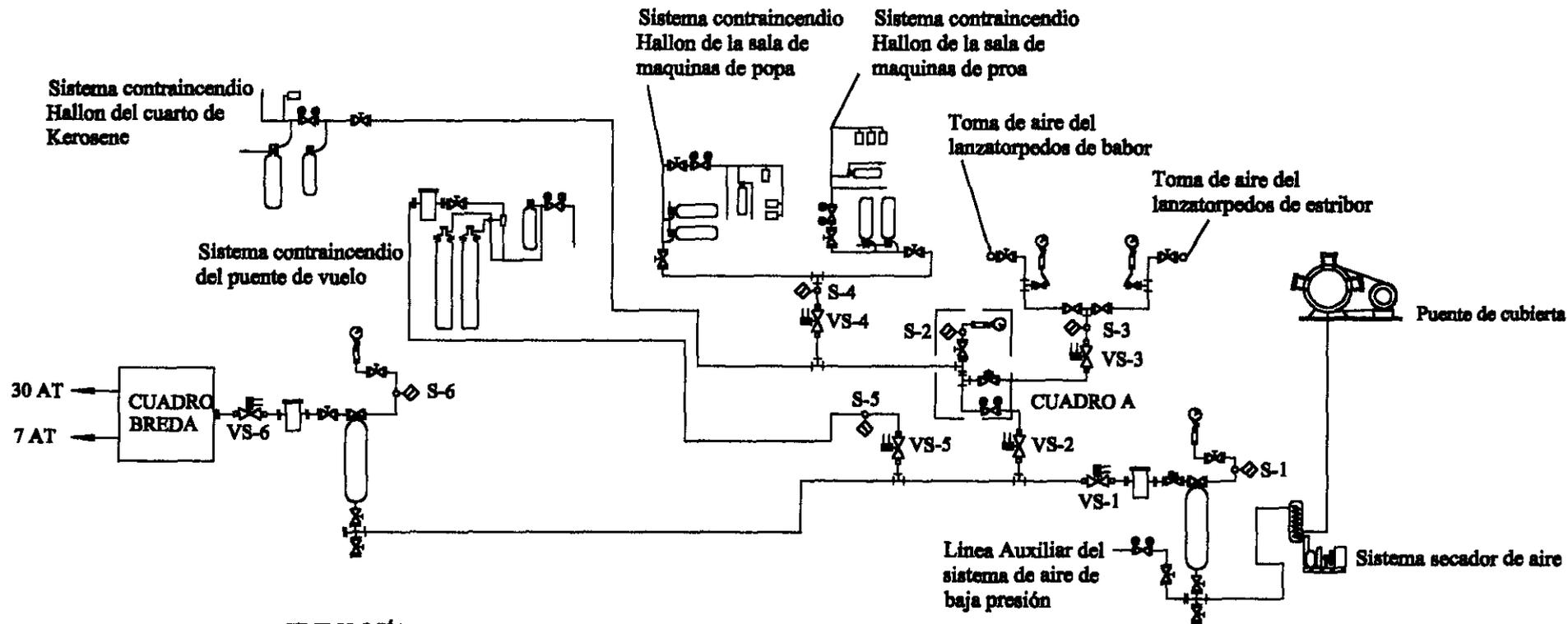


REFERENCIAS DE CONSTRUCCIÓN:

Material : Cobre
 Diam.Ext. : 10 mm
 Diam.Int. : 8 mm
 Long.Total : 20.11 m
 Sentido : Horario (V.F)

Espiral Exterior	Espiral Interior
Diam.Max. : 90 mm	Diam.Max. : 60 mm
Diam.Min. : 70 mm	Diam.Min. : 40 mm
Paso : 20mm	Paso : 20 mm
n : 49 vueltas	n : 49 vueltas
Longitud : 12.35 m	Longitud : 7.76 m
(Ingreso de refrigerante)	(Retorno de refrigerante)

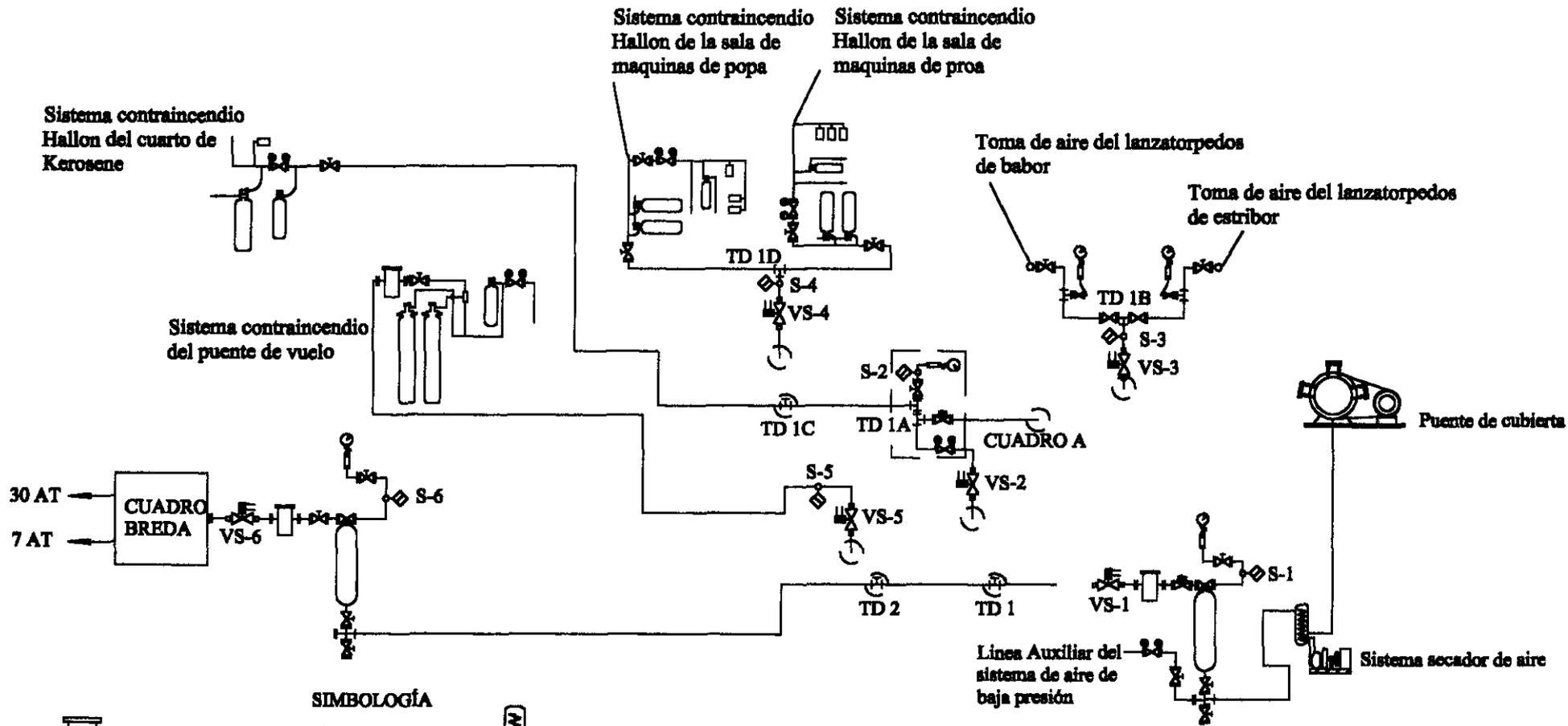
Tolerancia		Peso (Kg)		OBRA: Diseño del intercambiador de calor	
				CONTIENE:	
				Espiral enfriador	
				ESCALA	
				1 : 5	
				PLANO N° : 5	
				MATERIAL:	
ESPOL					



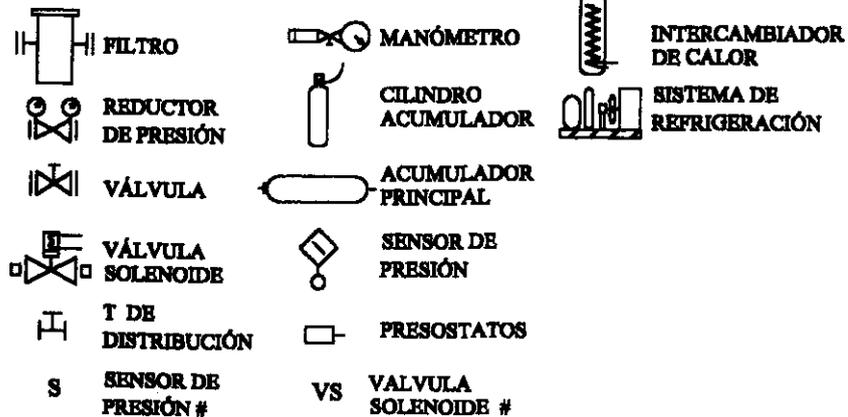
SIMBOLOGÍA

- | | | | | | |
|--|---------------------|--|------------------------|--|--------------------------|
| | FILTRO | | MANÓMETRO | | INTERCAMBIADOR DE CALOR |
| | REDUCTOR DE PRESIÓN | | CILINDRO ACUMULADOR | | SISTEMA DE REFRIGERACIÓN |
| | VÁLVULA | | ACUMULADOR PRINCIPAL | | |
| | VÁLVULA SOLENOIDE | | SENSOR DE PRESIÓN | | |
| | T DE DISTRIBUCIÓN | | PRESOSTATOS | | |
| | SENSOR DE PRESIÓN # | | VS VALVULA SOLENOIDE # | | |

Tolerancia	Peso (Kg)	OBRA: Modernización del Sistema de control de aire de alta presión	
		CONTIENE:	ESCALA
Dib.	07/9/00	B.Espinoza	Esquema del sistema monitoreado
Rev.	9/10/00	Ing.E.Orcca	
Apro.			
ESPOL		PLANO N°:	6
		MATERIAL:	



SIMBOLOGÍA



Tolerancia	Peso (Kg)	OBRA: Modernización del Sistema de control de aire de alta presión	
		CONTIENE: Seccionamiento del Sistema	ESCALA
Dib.	07/9/00	B.Espinoza	
Rev.			
Apro.			
ESPOL		PLANO N°: 7	
		MATERIAL:	

BIBLIOGRAFÍA

- 1 Joseph Edward Shigley y Charles R. Mischke. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial McGRAW-HILL. Mexico 1986. Quinta Edición.
- 2 Marks. Manual del Ingeniero Mecánico.
- 3 Frank Incropera P. Y David P. De Witt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Editorial JOHN WILEY y SONS. Singapore 1990. Tercera Edición.
- 4 P. Gerhart, R Cross, J. Hochstein. Fundamentos de Mecánica de Fluidos. Editorial Addison-Wesley Iberoamericana. U.S.A 1995. Segunda Edición.
- 5 ASHARE. Guide and Data Book. Publicado por American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Wisconsin-USA 1966.
- 6 P. Croser. Sistema para enseñanza de la técnica de automatización.
- 7 AUTOMATIZACIÓN NEUMÁTICA. ESPOL.
- 8 Jimenez de Cisneros Luis. Editorial Blume. Barcelona-España. Edición 1979.
- 9 SMITH-CORRIPIO. Control automático de procesos. LIMUSA NORIEGA EDITORES. Balderas 95, México. 1997
- 10 Faires Virgil-Simmang Clifford. Termodinámica. UTEHA NORIEGA EDITORES. Balderas 95, México. Primera edición 1993.

11. **Impianto aria compressa A.P e B.P. Elaborado por CANTIERI NAVALI RIUNITI. Génova 5/1983.**
12. **Timothy J. Maloney. Electrónica Industrial Moderna. Prentice Hall Hispanoamérica. México 1996. Tercera Edición.**
13. **SIEMENS. Catálogo de selección de PLC. SIMATIC S7-300/400.**