



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO PARA UN  
TALLER DE MANTENIMIENTO DE MOTORES DE  
COMBUSTION INTERNA DE UNA CENTRAL  
TERMoeLECTRICA.**

**EXAMEN COMPLEXIVO**

**Previo a la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Presentado por:**

**Aníbal Pablo Trujillo Matovelle**

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

**AÑO: 2015**

# AGRADECIMIENTO

A Dios quien con su infinito amor me permite los días de vida y el cumplimiento de cada meta.

A mi familia por su apoyo en todo momento y su ejemplo de vida.

A mis amigos por su presencia y ayuda en momentos difíciles.

A nuestros profesores quienes con su desinteresada labor nos transmiten sus conocimientos.

# **DEDICATORIA**

**A DIOS.**

**A MIS PADRES Y  
HERMANA.**

**A MI FAMILIA.**

**A MIS AMIGOS.**

## TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

---

Dr. Juan Peralta J.

VOCAL

---

Dra. Emérita Delgado P.

VOCAL

## **DECLARACIÓN EXPRESA**

“La responsabilidad del contenido de este proyecto de Graduación, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la “ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

---

Aníbal Pablo Trujillo Matovelle.

## RESUMEN

En la ciudad de Manta se encuentra instalada una central Termoeléctrica, la cual opera con un sistema de motores de combustión interna que emplea combustible fuel oíl N5 para la generación de energía eléctrica. La central subcontrata a la empresa proveedora de dichos motores de generación el respectivo mantenimiento por lo que la empresa contratista decide tomar como alternativa de solución la construcción de un taller de mantenimiento desmontable y económicamente rentable para el cumplimiento del proyecto ya que este debe trasladarse a otras dos ciudades para realizar la misma operación.

El objetivo de este trabajo es el diseño del sistema de aire comprimido como fuente de energía para las diferentes herramientas en el taller de mantenimiento. Se decide por esta fuente de energía por su económica generación, almacenaje y fácil utilización además que nos ofrece un índice de peligrosidad bajo en relación a otras energías como la electricidad.

Para el presente trabajo se aplicaron las respectivas normas ISO basadas en sistema de aire comprimido y normas ASME sección VIII división I para recipientes a presión y criterios de dimensionamiento de tuberías para las respectivas redes.

Los resultados que se obtuvieron al desarrollar este proyecto permitieron, un ahorro significativo de energía y culminación de horas muertas por paralización de tareas.

Para el presente trabajo se puede concluir que al aplicar distribuidores se evitó la instalación de ramales adicionales. Estos distribuidores fueron diseñados para evitar la caída de presión en la línea secundaria.

## ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	IX
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1	
1. Generalidades.....	3
1.1. Objetivo del proyecto.....	4
1.2. Objetivos específicos.....	4
1.3. Alcance de Proyecto.....	4
CAPITULO 2	
2. Diseño del sistema de aire comprimido. ....	5
2.1. Fundamentos del aire comprimido. ....	5
2.2. Descripción de normas aplicadas en los sistemas de AC. ....	9
2.3. Configuración de la Red de AC .....	10
2.3.1. Descripción de las tuberías.....	11
2.4. Cálculo de la demanda requerida de AC del sistema.....	11

2.5.	Dimensionamiento de Tubería.....	22
2.5.1.	Diagrama del circuito planteado.....	23
2.5.2.	Determinación de la longitud equivalente. ....	24
2.5.3.	Cálculo tubería principal y servicio.....	25
2.5.4.	Dimensionamiento del distribuidor. ....	31
2.6.	Selección del material del tubo.....	31
2.7.	Dimensionamiento del tanque acumulador.....	32
2.7.1.	Cálculo volumen del tanque acumulador. ....	32
2.7.2.	Cálculo del espesor para el tanque acumulador. ....	33

### CAPITULO 3

3.	Componentes del sistema de aire comprimido. ....	39
3.1.	Selección del compresor. ....	40
3.2.	Selección del Secador de aire comprimido.....	41
3.3.	Selección de Filtros .....	42

### CAPITULO 4

4.	Análisis de costo del sistema de aire comprimido.....	43
4.1.	Costos Directos. ....	43
4.2.	Costos Indirectos.....	44
4.3.	Costos Totales.....	44

### CAPITULO 5

5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. ....	45
5.1.	CONCLUSIONES.....	45
5.2.	RECOMENDACIONES.....	46

### APÉNDICES.

### BIBLIOGRAFÍAS.



## ABREVIATURAS.

AC	Aire Comprimido
ANSI	Instituto Nacional Americano de Estándares
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
ASTM	Sociedad Americana para Pruebas de Materiales
C	Margen de Corrosión
NCFM	Pies cúbicos por minuto a Condiciones Normales
CAGI	Instituto de Aire y Gas Comprimido
FAD	Aire Libre Suministrado
<i>fs</i>	Factor de simultaneidad
<i>fu</i>	Factor de utilización
ISO	Organización Internacional de Normalización
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
SI	Sistema Internacional

## SIMBOLOGIA.

A	Factor de corrección
B	Factor de corrección
bar	Bar (Unidad de Presión)
°C	Grados Centígrados
D	Diámetro
$f$	Factor de fricción.
H	Altura
HR	Humedad Relativa
L	Longitud
l/s	Litros sobre segundo
lb/in <sup>2</sup>	Libra sobre pulgada cuadrada
m	Metro
mm	milímetros
MW	Mega Watts
m <sup>3</sup> /min	Metro cúbicos sobre minuto
m/s	Metro sobre segundos
m <sup>3</sup> /s	Metro cúbicos sobre segundo
P	Presión
Pa	Presión máxima de trabajo
Po	Presión de operación.
Pv	Presión de vapor del aire
Q	Caudal
T	Temperatura
t	espesor
V	Velocidad
V <sub>t</sub>	Volumen de tanque
$\rho$	Densidad
$\varepsilon$	Rugosidad del material
$\mu$	Viscosidad dinámica
%	Porcentaje

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1 Distribución abierta de sistema de aire comprimido.....	10
Figura 2.2 Áreas de consumo de aire comprimido.....	12
Figura 2.3 Isométrico del sistema de AC planteado.....	23
Figura 2.4 Nomograma para determinar tuberías para aire comprimido.....	25
Figura 2.5 Tapa semielíptica, cálculo de CR.....	37

## ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 2.1	Coeficientes de utilización para herramientas neumáticas comunes.....	6
Tabla 2.2	Coeficientes de simultaneidad en plantas industriales.....	7
Tabla 2.3	Condiciones ambientales para la capacidad de aire libre suministrada por el compresor.....	8
Tabla 2.4	Consumos específicos normales de aire comprimido de las diversas herramientas.....	14
Tabla 2.5	Consumo específico total por cada herramienta.....	16
Tabla 2.6	Consumo o caudal real requerido por el taller.....	18
Tabla 2.7	Consumo real requerido en cada sección.....	19
Tabla 2.8	Consumo real requerido en cada sección con correcciones por fugas, desgaste de equipos y futuras ampliaciones.....	20
Tabla 2.9	Longitudes por tramos del sistema de tubería.....	23
Tabla 2.10	Diámetros de tuberías de servicio para cada sección del taller.....	27
Tabla 2.11	Caída de presión en tuberías de suministro de aire para cada sección del taller.....	30
Tabla 2.12	Dimensiones del tanque acumulador.....	38
Tabla 4.1	Costos Directos.....	43
Tabla 4.2	Costos Indirectos.....	44
Tabla 4.3	Costos Totales.....	44

## INDICE DE PLANOS.

PLANO 1	ISOMETRICO GENERAL DEL SISTEMA DE AC.
PLANO 2	LISTADO DE MATERIALES – ISOMETRICO.
PLANO 3	LINEAS DE TUBERIAS (DIMENSIONES).
PLANO 4	SALA DE COMPRESORES.
PLANO 5	DISTRIBUIDOR (MANIFOLD).
PLANO 6	TANQUE ACUMULADOR.

## INTRODUCCION

Este trabajo tiene como propósito el diseño de una instalación de aire comprimido para un taller de mantenimiento de motores de una central Termoeléctrica, consta desde el diseño del cuarto de compresores, red de tuberías, selección de equipos como: compresor, secador, tanque de acumulación, distribuidores, tuberías de distribución y demás accesorios para el sistema de aire comprimido. Los factores a considerar son: presión de servicio, demanda total de caudal, pérdida de presión admisible y la velocidad del aire dentro de la tubería, con el afán de minimizar la caída de presión dentro del sistema y así obtener un diseño eficiente y económico en cuanto a su operación.

En el primer capítulo se hace una descripción de los objetivos que se persiguen con el proyecto y el alcance del mismo.

En el segundo se describe las demandas de caudal para las diferentes herramientas del taller, dimensionamiento de las tuberías y del tanque de almacenamiento.

En el tercero se realiza la selección de los diferentes componentes que forman parte del sistema de aire comprimido.

En el cuarto capítulo se realiza el análisis de costos del proyecto.

Al final en el capítulo cinco se presentan las conclusiones y recomendaciones.

# CAPITULO 1

## 1. Generalidades.

La empresa en la cual se realizó este proyecto está dedicada a proveer tecnología de control de procesos, en especial en la generación de energía termo eléctrica. Actualmente se encuentra operando en los siguientes proyectos:

- Proyecto Santa Elena 90.2 MW.
- Planta Quevedo 102.0MW.
- Planta Jaramijo 140.0MW.

La base principal de este tipo de generación son los motores de combustión interna los cuales para su óptimo funcionamiento requieren de mantenimiento preventivo periódico debido a la alta carga de trabajo que se maneja. Por este motivo la empresa requiere de la construcción de un taller de mantenimiento provisional por cuanto deberá trasladarse a otras dos ciudades para la realización de mantenimientos programados.

Como resultado de esta necesidad se decidió la construcción del taller de mantenimiento y se seleccionó como fuente motriz el aire comprimido para el uso de herramientas neumáticas por sus diferentes ventajas.



### **1.1. Objetivo del proyecto.**

Diseñar un sistema de aire comprimido para un taller de mantenimiento de motores de combustión interna para el sistema de termo generadores de fuel oíl #5.

### **1.2. Objetivos específicos.**

- Establecer las demandas de los equipos y herramientas que conforman el taller de mantenimiento, considerando un porcentaje de crecimiento del taller.
- Dimensionar la red de tuberías para el sistema de AC y el tanque acumulador de aire.
- Seleccionar los equipos para tratamiento del aire.
- Aplicar las normas respectivas para calidad, transporte del aire y diseño de recipientes a presión.
- Analizar los costos del proyecto.

### **1.3. Alcance del Proyecto.**

El Proyecto tiene como alcance el diseño de las redes de distribución, el diseño del tanque de almacenamiento y selección de los diferentes equipos y componentes, usando las respectivas normas, recomendaciones de fabricantes de equipos y material bibliográfico referente a sistemas de aire comprimido.

# CAPITULO 2

## 2. Diseño del sistema de aire comprimido.

Al diseñar una instalación de aire comprimido debemos de tener en claro ciertos parámetros o requerimientos. A manera general se tiene que calcular o evaluar las necesidades de aire, la capacidad de reserva, el espacio para ampliaciones futuras, así como también considerar otros factores como fugas y desgaste de ciertas herramientas con respecto al tiempo. La presión de trabajo es un factor crítico, ya que afecta de forma significativa al consumo de energía.

### 2.1. Fundamentos del aire comprimido.

Una red de aire comprimido de cualquier industria cuenta con los siguientes dispositivos:

Compresor: Es el encargado de convertir la energía mecánica, en energía neumática comprimiendo el aire.

Tanque de almacenamiento: Almacena energía neumática y permite el asentamiento de partículas y humedad.

Secador: Se utiliza para aplicaciones que requieren un aire sumamente seco.

Redes de aire comprimido: Líneas de tubería que conducen el aire comprimido desde el punto de generación hasta los puntos de utilización.

Cada equipo mencionado lleva purgas, unidades de mantenimiento (Filtro, reguladores de presión y lubricador).

### **Términos considerados para el diseño de AC.**

Coefficiente de utilización  $f_u$ .

Este factor porcentual nos estima el uso promedio que puede tener cada una de nuestras herramientas. En la Tabla 2.1 se muestran algunos valores que se pueden estimar en la práctica.

**Tabla 2.1 Coeficientes de utilización para herramientas neumáticas comunes.**

Herramientas	$f_u$
Atornilladores	25%
Amoladoras	40%
Remachadoras	50%
Taladros	25%
Lijadoras	50%
Roscadoras	30%
Pisolas soplantes	10%
Máquinas de soldar	70%

Fuente: Enrique Carnicer, Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.

### Coefficiente de simultaneidad $f_s$ .

Es un factor que expresa la probabilidad de que una cantidad de unidades consumidoras trabajen al mismo tiempo. En la Tabla 2.2 se muestran algunos valores que se pueden estimar en la práctica.

**Tabla 2.2 Coeficientes de simultaneidad en plantas industriales.**

<b>Plantas Industriales</b>	<b><math>f_s</math></b>
Fundiciones	55 – 60 %
Talleres mecánicos	40 – 45 %
Talleres de servicio	35 – 40 %
Astilleros	50 – 60 %
Construcciones metálicas	45 – 50 %
Construcciones varias	20 – 25 %

Fuente: Enrique Carnicer, Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.

### Capacidad de los compresores.

Para evaluar la capacidad de los compresores a colocar, es necesario determinar el caudal medio del conjunto de equipos y herramientas neumáticas en la planta. La unidad SI del caudal volumétrico es  $m^3/s$ . Sin embargo, también se emplea con frecuencia la unidad litros/segundos (l/s) para hacer referencia al caudal volumétrico (también conocido como capacidad) del compresor. Se expresa o bien en Normales litros/segundo (NI/s) o

en aire libre suministrado (l/s). Con NI/s, el caudal de aire se recalcula al “estado normal”, es decir, se elige convencionalmente como 1,013 bar y 0°C.

Para el aire libre suministrado (FAD), el caudal de salida del compresor se recalcula como caudal volumétrico de aire libre a las condiciones estándar de entrada las cuales se indican en la Tabla 2.3, tiene unidades de m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/h o en CFM, que significa que la medición es tomada en el punto de entrega del compresor después del enfriador final, como es referida por la norma ISO 1217.

**Tabla 2.3 Condiciones ambientales para la capacidad de aire libre suministrada por el compresor.**

<b>Condiciones de la Capacidad FAD</b>	
$P_{FAD}$	1 bar
$T_{FAD}$	20 °C
HR	0%

Fuente: Atlas Copco, Manual de Aire comprimido, 7<sup>ma</sup> Edición.

## **2.2. Descripción de normas aplicadas en los sistemas de AC.**

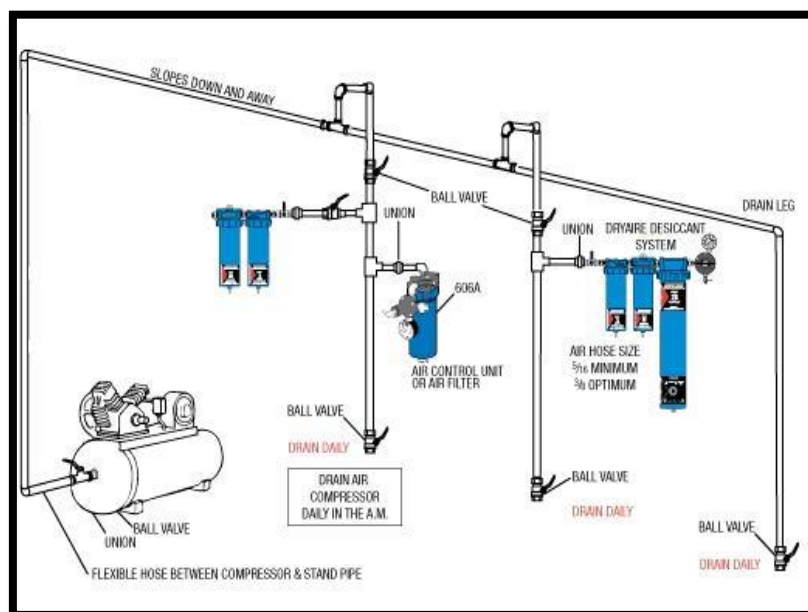
A continuación se detallan las normas que rigen para los sistemas de aire comprimido.

- Norma ISO 1217 para medida de caudal efectivo de aire libre.
- Para calidad de aire se usa la norma ISO – 8573 – 1.
- Los rendimientos de compresores se validan de acuerdo a la CAGI.
- Accesorios de tubería de acuerdo al ASME/ANSI B16.
- El código de colores de tuberías están regidos de acuerdo a la norma INEN 0440.
- Para diseños de recipientes de presión se utiliza la norma ASME sección VIII división I.
- ASME B31.8 Rige los sistemas de tuberías de distribución y transmisión de Gas. Cubre las tuberías destinadas a la estación de gas comprimido, gas médico y estaciones de regulación, gas principal y líneas de servicio de salida para los consumidores establecidos.

### 2.3. Configuración de la Red de AC

En la práctica la distribución de un sistema de aire comprimido presenta dos tipos diferentes de arreglos: distribución abierta y cerrada. Para nuestro diseño hemos optado por una distribución abierta por sus diferentes ventajas; este tipo de distribuciones está formada por la tubería principal de la cual se derivan las líneas secundarias y las de suministro a los diferentes equipos neumáticos, Figura 2.1.

**Figura 2.1 Distribución abierta de sistema de aire comprimido.**



### **2.3.1. Descripción de las tuberías.**

#### **Tubería principal:**

La tubería principal es la que une el depósito de aire comprimido con el centro principal de consumo, la velocidad máxima del aire recomendada es 8 m/s<sup>[1]</sup>.

#### **Tuberías de servicio:**

Las tuberías de servicio o bajantes, son las que alimentan a los equipos o herramientas neumáticos en el punto de operación, la velocidad máxima del aire es de 15 m/s.<sup>[1]</sup>

### **2.4. Cálculo de la demanda requerida de AC del sistema.**

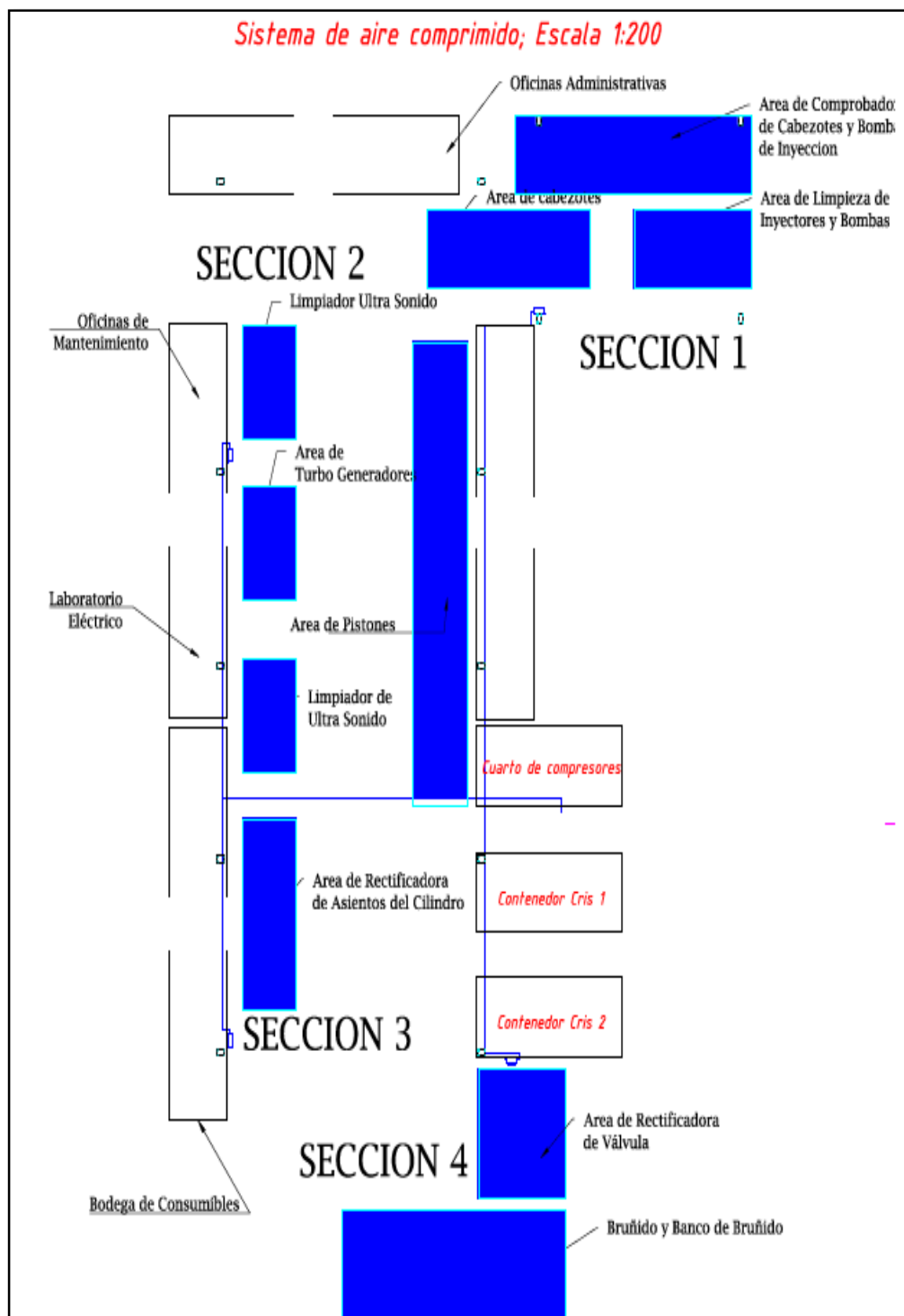
El consumo específico de un equipo o herramienta, es el consumo de aire requerido para servicio continuo a la presión de trabajo dada por el fabricante. En la Tabla 2.4 se muestran las herramientas principales con sus respectivos consumos, las cuales estarán distribuidas en las áreas que se muestra en la Figura 2.2.

---

<sup>[1]</sup> Enrique Carnicer, Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.



Figura. 2.2 Áreas de consumo de aire comprimido.



En estas áreas se desarrollarán las diferentes tareas de mantenimiento y están organizadas en cuatro secciones de trabajo:

**Sección 1:**

- Área de comprobación de cabezotes y bombas.
- Área de cabezotes.
- Área de limpieza de inyectores y bombas.
- Área de pistones.

**Sección 2:**

- Área de turbogeneradores.
- Área de limpiador con ultrasonido.

**Sección 3:**

- Área de rectificación de cilindros.
- Bodega y taller eléctrico.

**Sección 4:**

- Área de rectificación de válvulas.
- Área bruñido y banco de bruñido.
- Laboratorios.

**Tabla 2.4 Consumos específicos normales de aire comprimido de las diversas herramientas.**

Designación	Consumo en NCFM
Atornilladores reversibles 1/4"	10,59
Atornilladore de 8 mm	12,36
Amoladoras 4" X 1"	7,98
Esmeril muela/disco (130/127) Ø mm	6,29
Pulidora disco 125 Ø mm	4,06
Llaves de impacto 3/8"	3,00
Llaves de impacto 1/2"	12,71
Llaves de impacto 3/4"	4,06
Llaves de impacto 1 1/2" - 2 1/2"	9,01
Llaves de carraca M7 - M12	4,06
Llaves de carraca M10 - M16	4,06
Pistolas soplantes	5,30
Cuarto de limpieza de inyectores y bombas	38,00
Comprobante de bomba de inyeccion	67,00
Limpiador ultrasonido	28,00
Limpiador ultrasonido	28,00
Pistolas soplantes	5,30
Rectificadora de asientos de cilindros	28,00
Pistolas soplantes	5,30
Laboratorio Crist 1	2,60
Laboratorio Crist 2	2,60

Fuente: Import Tools, Europe

En la Tabla 2.5 se establece el consumo en NCFM requeridos individualmente por cada equipo y herramienta, distribuidos en las 4 secciones del taller.

La presión de trabajo requerida de estas herramientas es de 7 bar.

**Tabla 2.5 Consumo específico total por cada herramienta.**

<b>SECCIONES</b>	<b>Tipo de Herramientas y Áreas</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Consumo Especifico NCFM</b>	<b>Consumo Total NCFM</b>
<b>SECCION 1</b>	Atornilladores reversibles 1/4"	2	10,59	21,19
	Atornilladore de 8 mm	2	12,36	24,72
	Amoladoras 4" X 1"	2	7,98	15,96
	Esmeril muela/disco (130/127) Ø mm	1	6,29	6,29
	Pulidora disco 125 Ø mm	2	4,06	8,12
	Llaves de impacto 3/8"	2	3,00	6,00
	Llaves de impacto 1/2"	2	12,71	25,43
	Llaves de impacto 3/4"	2	4,06	8,12
	Llaves de impacto 1 1/2" - 2 1/2"	2	9,01	18,01
	Llaves de carraca M7 - M12	2	4,06	8,12
	Llaves de carraca M10 - M16	2	4,06	8,12
	Pistolas soplantes	2	5,30	10,59
	Cuarto de limpieza de inyectores y bombas	1	38,00	38,00
	Comprobante de bomba de inyeccion	1	67,00	67,00
<b>SECCION 2</b>	Limpiador ultrasonido	1	28,00	28,00
	Limpiador ultrasonido	1	28,00	28,00
	Pistolas soplantes	1	5,30	5,30
<b>SECCION 3</b>	Rectificadora de asientos de cilindros	1	28,00	28,00
	Pistolas soplantes	1	5,30	5,30
<b>SECCION 4</b>	Atornilladores reversibles 1/4"	2	10,59	21,19
	Atornilladore de 8 mm	2	12,36	24,72
	Amoladoras 4" X 1"	2	7,98	15,96
	Esmeril muela/disco (130/127) Ø mm	1	6,29	6,29
	Pulidora disco 125 Ø mm	2	4,06	8,12
	Llaves de impacto 3/8"	2	3,00	6,00
	Llaves de impacto 1/2"	2	12,71	25,43
	Llaves de impacto 3/4"	2	4,06	8,12
	Llaves de impacto 1 1/2" - 2 1/2"	2	9,01	18,01
	Llaves de carraca M7 - M12	2	4,06	8,12
	Llaves de carraca M10 - M16	2	4,06	8,12
	Pistolas soplantes	2	5,30	10,59
	Contenedor crist 1	1	2,60	2,60
	Contenedor crist 2	1	2,60	2,60

Para obtener el caudal real generado por cada herramienta y equipo, haremos uso de la Ecuación 2.1<sup>[2]</sup>, el cual establece el consumo total de cada herramienta en función de los factores de corrección.

$$Q_R = \sum Q_T * f_u * f_s \quad (Ec. 2.1)$$

Dónde:

$Q_R$ : Caudal total real requerido en el taller, NCFM

$Q_T$ : Caudal total del equipo o herramienta, NCFM

$f_u$ : Factor de utilización.

$f_s$ : Factor de simultaneidad.

Los valores del factor de utilización han sido establecidos según la frecuencia establecida en el taller con el criterio de que existe para cada herramienta un tiempo de inactividad.

El factor de simultaneidad se estableció un valor ponderado de los factores de utilización de las herramientas, para ciertos equipos fueron proporcionados por los ingenieros del taller. Los consumos reales para cada herramienta y equipo se muestran en la Tabla 2.6, así como también el caudal real requerido para el taller.

---

<sup>[2]</sup> Hesse, Aire Comprimido, Fuente de Energía.

Tabla 2.6 Consumo o caudal real requerido por el taller.

SECCIONES	Tipo de Herramientas y Áreas	Consumo Total NCFM	$f_u$	$f_s$	Total NCFM
SECCION 1	Atornilladores reversibles 1/4"	21,19	0,3	0,45	2,86
	Atornilladore de 8 mm	24,72	0,3	0,45	3,34
	Amoladoras 4" X 1"	15,96	0,4	0,45	2,87
	Esmeril muela/disco (130/127) Ø mm	6,29	0,2	0,45	0,57
	Pulidora disco 125 Ø mm	8,12	0,4	0,45	1,46
	Llaves de impacto 3/8"	6,00	0,4	0,45	1,08
	Llaves de impacto 1/2"	25,43	0,4	0,45	4,58
	Llaves de impacto 3/4"	8,12	0,4	0,45	1,46
	Llaves de impacto 1 1/2" - 2 1/2"	18,01	0,4	0,45	3,24
	Llaves de carraca M7 - M12	8,12	0,3	0,45	1,10
	Llaves de carraca M10 - M16	8,12	0,3	0,45	1,10
	Pistolas soplantes	10,59	0,2	0,45	0,95
	Cuarto de limpieza de inyectores y bombas	38,00	0,08	0,94	2,98
	Comprobante de bomba de inyeccion	67,00	0,33	1	22,33
SECCION 2	Limpiador ultrasonido	28,00	0,33	0,94	8,69
	Limpiador ultrasonido	28,00	0,33	0,94	8,69
	Pistolas soplantes	5,30	0,2	0,32	0,34
SECCION 3	Rectificadora de asientos de cilindros	28,00	0,33	1	9,24
	Pistolas soplantes	5,30	0,2	0,32	0,34
SECCION 4	Atornilladores reversibles 1/4"	21,19	0,3	0,45	2,86
	Atornilladore de 8 mm	24,72	0,3	0,45	3,34
	Amoladoras 4" X 1"	15,96	0,4	0,45	2,87
	Esmeril muela/disco (130/127) Ø mm	6,29	0,2	0,45	0,57
	Pulidora disco 125 Ø mm	8,12	0,4	0,45	1,46
	Llaves de impacto 3/8"	6,00	0,4	0,45	1,08
	Llaves de impacto 1/2"	25,43	0,4	0,45	4,58
	Llaves de impacto 3/4"	8,12	0,4	0,45	1,46
	Llaves de impacto 1 1/2" - 2 1/2"	18,01	0,4	0,45	3,24
	Llaves de carraca M7 - M12	8,12	0,3	0,45	1,10
	Llaves de carraca M10 - M16	8,12	0,3	0,45	1,10
	Pistolas soplantes	10,59	0,2	0,45	0,95
	Contenedor crist 1	2,60	0,08	0,94	0,20
	Contenedor crist 2	2,60	0,08	0,94	0,20
					102,20

En la Tabla 2.7 se muestra el caudal total real requerido por sección del taller, ya que nuestro diseño lo realizaremos para suministrar aire comprimido a cada sección, según la Figura 2.2

**Tabla 2.7 Consumo real requerido en cada sección.**

<b>CONSUMOS REALES REQUERIDOS POR SECCION</b>	
<b>SECCIONES</b>	<b>Total NCFM</b>
<b>SECCION 1</b>	49,92
<b>SECCION 2</b>	17,71
<b>SECCION 3</b>	9,58
<b>SECCION 4</b>	25,00
	102,20

La capacidad real del compresor deberá ser establecido considerando la suma del consumo real total requerido por las secciones de la planta más un incremento del 10 % por pérdidas de aire ocasionadas por fugas, 5 % por desgaste de mecanismos de herramientas y 25 % para futuras ampliaciones<sup>[1]</sup>, esto nos da un 40% total de incremento en el consumo como se muestra en la Tabla 2.8

---

<sup>[1]</sup> Enrique Carnicer, Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.



**Tabla 2.8 Consumo real requerido en cada sección con correcciones por fugas, desgaste de equipos y futuras ampliaciones.**

<b>CAUDAL REAL REQUERIDO POR SECCIÓN CON UN INCREMENTO DEL 40 %</b>	
<b>SECCIONES</b>	<b>NCFM</b>
SECCIÓN 1	69,88
SECCIÓN 2	24,79
SECCIÓN 3	13,41
SECCIÓN 4	35,00
	<b>143,08</b>

Luego se debe corregir el caudal real total, referido a las condiciones atmosféricas del sitio, con esto se tendrá la capacidad de aire libre suministrado FAD que debe proveer el compresor, para esto se usará la Ecuación 2.2

$$\frac{P_{FAD} * Q_{FAD}}{T_{FAD}} = \frac{P_N * Q_N}{T_N} \quad (Ec. 2.2)$$

Dónde:

$P_{FAD}$ : Presión de aire libre suministrado 1 bar, 14,5 lb/in<sup>2</sup>.

$T_{FAD}$ : Temperatura de aire libre suministrado, 30 °C

$Q_{FAD}$ : Caudal de aire libre suministrado.

$P_N$ : Presión de referencia normal, 1,013 bar, 14,7 lb/in<sup>2</sup>

$T_N$ : Temperatura de referencia normal. 0 °C

Q<sub>N</sub>: Caudal de aire normal, 102,2021 NCFM

$$Q_{FAD} = 143,08 \text{ NCFM} * \frac{14,7 \text{ lb/in}^2}{14,5 \text{ lb/in}^2} * \frac{545,67 \text{ o}_R}{491,67 \text{ o}_R}$$

$$Q_{FAD} = 160,9 \text{ CFM}$$

Ahora se procede a corregir el caudal por humedad relativa con la Ecuación 2.3

$$Q_R = Q_{FAD} * \left[ \frac{P_a}{P_a - P_v * HR} \right] \quad (\text{Ec 2.3})$$

Dónde:

QR: Caudal real, CFM

Pa: Presión atmosférica, 14,7 lb/in<sup>2</sup>

Pv: Presión parcial del vapor de agua, @ 30 °C

HR: Humedad relativa 70 %

Del Apéndice A @ 30 °C Pv = 0.614 lb/in<sup>2</sup>

Entonces:

$$Q_R = 160,9 \text{ CFM} * \left[ \frac{14,7 \text{ lb/in}^2}{14,7 \text{ lb/in}^2 - 0,614 \text{ lb/in}^2 * 0,7} \right]$$

$$Q_R = 165,8 \text{ CFM}$$

## 2.5. Dimensionamiento de Tubería.

Se recomienda que la caída de presión en el sistema de tuberías sea el 2 % de la presión de servicio<sup>[1]</sup>, se determina que las herramientas usadas en el taller requieren una presión de trabajo de entre 6,8 - 7 bar, por tal razón consideraremos nuestra presión de servicio de 8 bar. Así tenemos:

QR: Caudal real, 165,8 CFM; 78,24 l/s; 281,69 m<sup>3</sup>/h

P: Presión de servicio, 8 bar.

$\Delta P$ : Caída de presión, 0,16 bar

---

<sup>[1]</sup> Enrique Carnicer, Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.

### 2.5.1. Diagrama del circuito planteado.

A continuación se muestra el diagrama del circuito propuesto.

Figura 2.3 Isométrico del sistema de AC planteado.

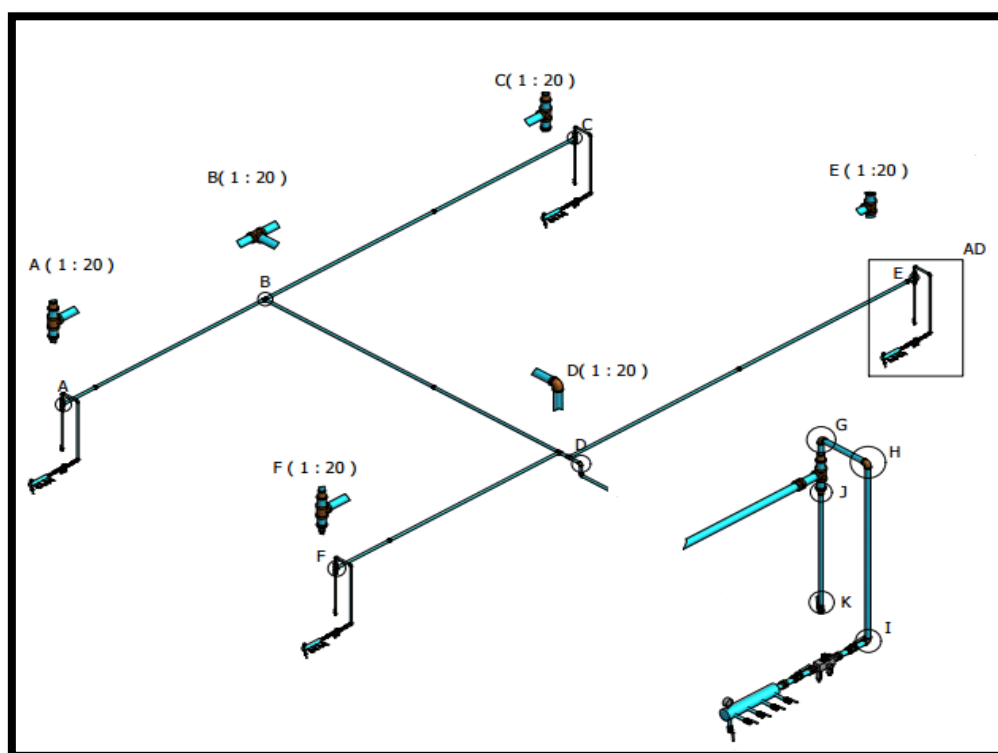


Tabla 2.9 Longitudes por tramos del sistema de tubería.

LONGITUDES POR TRAMOS DEL SISTEMA DE TUBERÍA	
TRAMO	LONGITUD (m)
A - B	7,10
B - C	11,00
B - D	11,03
D - F	7,89
D - E	14,67
H - I	2,00

Se seleccionó un sistema o red de cuatro ramales abiertos como se muestra en el isométrico de la Figura 2.3.

### 2.5.2. Determinación de la longitud equivalente.

Para determinar la longitud total en el sistema se realiza la sumatoria de las longitudes de las rectas mas las longitudes equivalentes análogo a los accesorios, podemos emplear la siguiente ecuación.

$$L_{\text{Total}} = L_{\text{Rectas}} + \sum L_{\text{Equi}}$$

Para nuestro cálculo usaremos la Ecuación 2.4 de aproximación dada por algunos fabricantes como ATLAS COPCO, KEASER..

$$L_{\text{Total}} = 1,6 * L_{\text{Rectas}} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Por lo tanto nuestra longitud total será:

$$L_{\text{Total}} = 1,6 * 72,04 \text{ m}$$

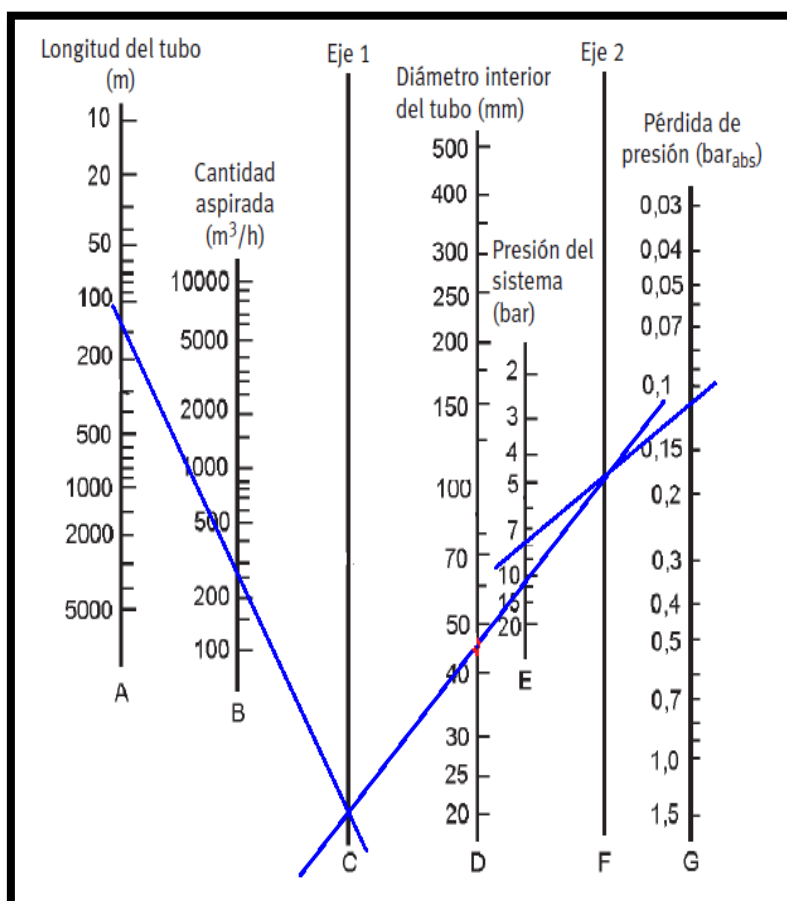
$$L_{\text{Total}} = 115,26 \text{ m}$$

### 2.5.3. Cálculo tubería principal y servicio.

#### Cálculo de tubería principal.

Determinamos el diámetro de la tubería usando el nomograma que se muestra en la Figura 2.4

**Figura. 2.4 Nomograma para determinar tuberías para aire comprimido.**



Del Nomograma mostrado se determina que el diámetro interior de la tubería del sistema está entre 44 a 45 mm.

Adicionalmente, por medio de la Ecuación 2.5, la cual es comúnmente usada por FESTO y ATLAS COPCO determinamos el diámetro.

$$\Delta P = 450 * \frac{Q^{1,85} * L}{D^5 * P} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$D = \sqrt[5]{450 * \frac{Q^{1,85} * L}{\Delta P * P}}$$

$$D = \sqrt[5]{450 * \frac{76,98^{1,85} l/s * 115,26m}{0,16bar * 8bar}}$$

$$D = 45.74 \text{ mm}$$

Por lo tanto nuestro diámetro interior para la tubería principal será el inmediato superior 50 mm, sin embargo para fines de un mayor factor de seguridad seleccionamos el diámetro inmediato superior. Así tenemos el diámetro interior de 65 mm = 2 ½"

### **Cálculo Tubería de Servicio**

La longitud de las tuberías bajantes de estas secciones son relativamente pequeñas 3,2 m por lo tanto consideraremos una caída de presión de 0,1 bar. Utilizando la Ecuación 2.5 tenemos los siguientes datos mostrados en la Tabla 2.10.

**Tabla 2.10 Diámetros de tuberías de servicio para cada sección del taller.**

SECCIONES	Q (CFM)	D (mm)
SECCIÓN 1	79,66	22,38
SECCIÓN 2	28,26	12,05
SECCIÓN 3	15,28	9,55
SECCIÓN 4	39,89	13,62

Para tener un diámetro común en nuestra tubería de servicio nos decidimos por el diámetro mayor entre las cuatro secciones más un factor de seguridad, así tenemos un diámetro de 38 mm = 1 ½”.

Una vez determinado el diámetro aproximado para la tubería principal y de servicio, se procede a determinar la caída de presión para cada tubería, usando la Ecuación 2.6, “Ecuación de Darcy-Weisbach”.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L V^2}{D 2} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Dónde:

$\Delta P$ : Caída de presión, bar

$f$ : Factor de fricción.

$L$ : Longitud de la tubería, m

$D$ : Diámetro interior de la tubería, m

$V$ : Velocidad del aire, m/s



$\rho$ : Densidad del aire a 30 °C Apéndice B; 1,1514 Kg/m<sup>3</sup>

$\mu$ : Viscosidad del aire a 30 °C Apéndice B; 1,86E<sup>-5</sup>  
N.s/m<sup>2</sup>

La Velocidad calculada a partir del diámetro seleccionado de la tubería principal es de 4 m/ s.

Con el objetivo de determinar el factor de fricción  $f$ , debemos calcular el número Reynolds con la Ecuación 2.7

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (Ec. 2.7)$$

Si  $Re \leq 2000$ , el factor de fricción  $f$  estará en el régimen laminar, Ecuación 2.8

$$f = \frac{64}{Re} \quad (Ec. 2.8)$$

Si  $Re \geq 4000$ , el factor de fricción  $f$  estará en el régimen turbulento, por lo tanto habrá que emplear la Ecuación 2.9 la ecuación de Colebrook – White.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (Ec. 2.9)$$

La ecuación de Swamee – Jain la cual es válida para Reynolds en el rango de;  $5 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (Ec. 2.10)$$

Dónde:

$\varepsilon/D$ : Rugosidad relativa del material Apéndice C; 0,0024 para acero.

Se calcula la caída de presión para la tubería principal y luego para las tuberías de servicio por medio de la Ecuación 2.7

$$Re = \frac{1,1514 \frac{kg}{m^3} * 4 \frac{m}{s} * 0,06m}{1,86E^{-5}}$$

$$Re \approx 15000$$

Con un número de Reynolds mayor a  $5 \times 10^3$ ; por lo tanto se usa la Ecuación 2.10 para calcular el factor de fricción.

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{0,0024}{3,7} + \frac{5,74}{15000^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,031$$

Usaremos el diagrama de Moody del Apéndice D para obtener también una solución gráfica.

Del diagrama de Moody se interpola un factor de fricción de:

$$f \approx 0,031$$

Por lo tanto continuamos con el procedimiento planteado.

De la Ecuación 2.6

$$\Delta P = 1,1514 \text{ kg/m}^3 \left[ 0,031 * \frac{115,26 \text{ m}}{0,06 \text{ m}} * \frac{(4 \text{ m/s})^2}{2} \right]$$

$$\Delta P = 0,0055 \text{ bar}$$

Se realiza el mismo procedimiento para las tuberías de alimentación a cada sección, cuyos resultados se muestran en la Tabla 2.11

La presión de operación para las líneas de servicio es 7 bar, y las velocidades fueron calculadas de acuerdo al diámetro que se determinó anteriormente (1 1/2 in).

**Tabla 2.11 Caída de presión en tuberías de suministro de aire para cada sección del taller.**

SECCIÓN	Q (m <sup>3</sup> /s)	L (m)	V (m/s)	D (m)	Re	f	ΔP (bar)
1	0,0376	5,12	12	0,038	28200	0,03	0.0034
2	0,0013	5,12	6	0,038	14100	0,03	0.0000944
3	0,0072	5,12	3	0,038	7060	0,039	0.0000275
4	0,0188	5,12	6	0,038	14100	0,033	0.0000944

#### 2.5.4. Dimensionamiento del distribuidor.

Como se mencionó anteriormente se ha considerado colocar en cada tubería de suministro de aire un distribuidor, para esto escogemos la menor velocidad dentro de las tuberías (3 m/s) y el caudal mayor que podrá circular por las mismas, esto ayuda a garantizar la salida de aire seco y como acumulador de aire cuando exista un consumo pico, para esto usaremos la Ecuación 2.10

$$Q = V * A \quad (\text{Ec. 2.10})$$

$$Q = V * \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,037 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 3 \text{ m/s}}}$$

$$D = 120 \text{ mm} \cong 4,5 \text{ in}$$

Por lo tanto nuestro diámetro mínimo para los distribuidores será de 120 mm. = 4,5 in.

#### 2.6. Selección del material de la tubería.

El material a utilizar es de tubo acero roscado ASTM A36, cedula 40; por las ventajas que presenta este material, según se muestra en el Apéndice E.

## 2.7. Dimensionamiento del tanque acumulador.

### 2.7.1. Cálculo volumen del tanque acumulador.

El tanque de almacenamiento deberá ser lo suficientemente grande para que sea capaz de contener todo el aire entregado por el compresor en un minuto.

El volumen se determinó por medio de la Ecuación 2.12<sup>[3]</sup>

$$V_t = \frac{Q * 0,25 * 60 * P_{atm}}{40 * (P_f - P_i)} \quad (Ec. 2.12)$$

Dónde:

V<sub>t</sub>: Volumen del tanque, en ft<sup>3</sup>.

Q: FAD del compresor, CFM

P<sub>atm</sub>: Presión atmosférica, lb/in<sup>2</sup>

P<sub>i</sub>: Presión manométrica inicial, lb/in<sup>2</sup>

P<sub>f</sub>: Presión manométrica final, lb/in<sup>2</sup>

---

<sup>[3]</sup> Manual Aire Comprimido Atlas Copco.

$$V_t = \frac{165,8 \text{ CFM} * 0,25 * 60 * 14,7 \text{ lb/in}^2}{40 * (116,03 - 101,52) \text{ lb/in}^2}$$

$$V_t = 62,96 \text{ ft}^3 \equiv V_t = 1,75 \text{ m}^3$$

Con este volumen de tanque se procederá a dimensionar el tanque con respecto a la disponibilidad física en el sitio. En base a lo anterior expuesto se dimensiona un tanque de 1 m de diámetro y procedemos a calcular su altura.

$$V = \pi * R^2 * H \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$1,75 \text{ m}^3 = \pi * 0,5 \text{ m}^2 * H$$

$$H = 2,22 \text{ m}$$

### 2.7.2. Cálculo del espesor para el tanque acumulador.

Procederemos a calcular el espesor del recipiente aplicando las ecuaciones para recipientes a presión de la norma ASME sección VIII división I, Apéndice F para presión interna y presión externa, el material del mismo será el acero ASTM A36 cuyo esfuerzo permitido a la tensión es de  $12700 \text{ lb/in}^2$

### Cálculo por presión interna.

Cálculo del espesor del cuerpo y las tapas del recipiente, las cuales se obtienen con las siguientes Ecuaciones 2.16 y 2.17 respectivamente:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Dónde:

t: Espesor del cuerpo, in

R; Radio interior más el margen de corrosión (D/2 +C), in

P: Presión de diseño, lb/in<sup>2</sup>

C: Margen de corrosión, 1/16 in

S: Esfuerzo permitido a la tensión, 12700 lb/in<sup>2</sup>

E: Eficiencia de la soldadura, 85%

La presión de operación del tanque es  $P_o = 116.03 \text{ lb/in}^2$ , por lo tanto la presión de diseño está dada por:

Si  $P_o > 300 \text{ lb/in}^2$ ; entonces la presión de diseño será:  $P = 1.1 * P_o$

Si  $P_o \leq 300 \text{ lb/in}^2$ : entonces la presión de diseño será:  $P = P_o + 30 \text{ lb/in}^2$

Para el cilindro:

$$t = \frac{146,03 \text{ lb/in}^2 * 19,68 \text{ in}}{0,85 * 12700 \text{ lb/in}^2 - 0,6 * 146,03 \text{ lb/in}^2}$$

$$t = 0,26 \text{ in}$$

Para las tapas:

$$t = \frac{146,03 \text{ lb/in}^2 * 19,68 \text{ in}}{2 * 0,85 * 12700 \text{ lb/in}^2 - 0,2 * 146,03 \text{ lb/in}^2}$$

$$t = 0,13 \text{ in}$$

Con los valores de espesores calculados seleccionamos planchas ASTM A36 de  $\frac{1}{4}$  in para el recipiente.

### **Cálculo por presión externa.**

Los recipientes que habrán de diseñarse para presión externa, deberán diseñarse para una presión externa máxima permitida de  $15 \text{ lb/in}^2$

La presión máxima de trabajo se determina por la Ecuación 2.18:



$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Para obtener el valor de B se necesita encontrar el factor A y para obtener este factor se utilizan las siguientes relaciones:

$$\frac{L}{D_o} \text{ y } \frac{D_o}{t}$$

Dónde:

$P_a$ : Presión de trabajo, 15 lb/in<sup>2</sup>

$D_o$ : Diámetro interior, 31.2 in

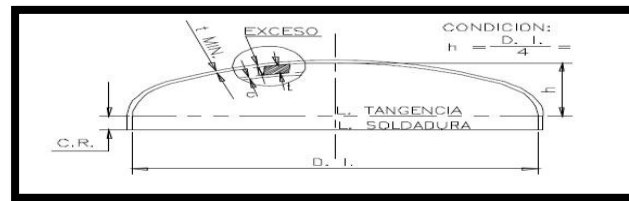
L: Distancia entre tangente, in

t: Espesor seleccionado por cálculo de presión interna, 0.25 in

T: Temperatura de diseño, 300 °F

La longitud L o distancia entre tangentes se la calcula en base al valor CR para tapas semielíptica, el cual se muestra en la Figura 2.5

**Figura 2.5 Tapa semielíptica, cálculo de CR**



$L = \text{Longitud del recipiente} + 2CR$

Para tapas semielíptica

$$CR = h/3$$

De la figura 2.6  $DI = 39,37 \text{ in}$

$$h = 9,84 \text{ in}$$

$$CR = 3,28 \text{ in}$$

$$L = 93,96 \text{ in}$$

Entonces:

$$\frac{L}{D_0} = \frac{93,96}{39,87} = 2,35$$

$$\frac{D_0}{t} = \frac{39,87}{0,25} = 159,5$$

El factor A el cual se obtiene del Apéndice G

$$A = 0,0003$$

Con el valor A y la temperatura de diseño se encuentra el valor B de la Apéndice H

$$B = 5000 \text{ lb/in}^2$$

Entonces por la Ecuación 2.18 la presión máxima de trabajo será:

$$P_a = \frac{4 * 5000 \text{ lb/in}^2}{3 \left( \frac{39,87}{0,25} \right)}$$

$$P_a = 41,80 \text{ lb/in}^2$$

La presión Pa es mayor que la presión de diseño, por lo tanto el recipiente de acumulación será de las dimensiones anteriormente establecidas con un espesor de 0,25 in.

**Tabla 2.12 Dimensiones del tanque acumulador.**

DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE 1,75 m <sup>3</sup>		
<b>CILINDRO</b>	D	1,0 m
	L	2,22 m
	e	0,25 in
	Material	ASTM A36
<b>TAPA</b>	D	1,0 m
	e	0,25 in
	Material	ASTM A36

# CAPITULO 3

## **3. Componentes del sistema de aire comprimido.**

Antes de comenzar con la selección de los componentes se debe establecer ciertos parámetros como son:

- Calidad de aire requerido
- Condiciones Ambientales
- Tipo de compresor

Para determinar la calidad del aire que se requiere para actividades de mantenimiento se toma como referencia la tabla del Apéndice I. Según esta recomendación necesitamos una calidad del aire ISO 8573.1 [1.4.3] Apéndice J.

Adicionalmente, para la selección de los componentes del sistema tomaremos como referencia los siguientes parámetros atmosféricos:

- Temperatura ambiente máxima: 30°C
- Presión ambiental: 1 bar(a)
- Humedad relativa: 70%

### 3.1. Selección del compresor.

El consumo total de aire es de 165,8 CFM, de igual manera la presión máxima requerida por los consumidores es de 7 bar.

Para la selección del compresor se optó por instalar 2 compresores con la capacidad de proveer la mitad de las necesidades totales de aire; por este motivo la capacidad de cada compresor debe ser de aproximadamente 100 CFM.

Suponiendo que la caída de presión combinada en el secador, filtros, tuberías y unidad de mantenimiento no exceda de 1 bar, el compresor debe tener una capacidad de presión de trabajo máxima no inferior a  $7 + 1 = 8$  bar.

Se requiere un compresor con las siguientes especificaciones:

- ✓ Compresor de tornillo con inyección de aceite + enfriador posterior y ventilación por aire
- ✓ Presión de salida máxima del compresor = 8 bar
- ✓ FAD a 8 bar = 100 CFM
- ✓ Temperatura del aire comprimido a la salida del refrigerador posterior del compresor = temperatura ambiente +10°C.

El Compresor seleccionado con sus especificaciones se muestra en el Apéndice K

### 3.2. Selección del Secador de aire comprimido.

Como el punto de rocío requerido en el sistema es de +3°C la elección más adecuada es un secador frigorífico. Ver Apéndice L. Al seleccionar el tamaño del secador se debe tener en consideración varios factores de corrección de sus valores estándar de diseño para evaluar su capacidad. Los factores de corrección son particulares de cada fabricante, para nuestro secador seleccionado tenemos:

#### Temperatura de entrada del secador frigorífico

Temperatura de entrada del secador frigorífico será un máximo de 40°C.

- Factor de corrección 0,75.

#### Presión de trabajo

La presión real de trabajo es aproximadamente 8 bar.

- Factor de corrección de 1,06.

#### Temperatura ambiente

Para una temperatura ambiente máxima de 30°

- Factor de corrección de 1,07.

Al seleccionar el secador de un proveedor local, modelo RN 125 debemos corregir el caudal de diseño estándar para comprobar que puede manejar el caudal que requerimos tratar; así tenemos a continuación el caudal corregido:

$$125 \text{ CFM} \times 0,75 \times 1,06 \times 1,07 = 106 \text{ CFM}$$

Se requiere dos secadores frigoríficos con las siguientes especificaciones:

Presión de Trabajo = 8 bar.

Capacidad a 8 bar = 100 CFM

El Secador seleccionado con sus especificaciones se muestra en el Apéndice M

### **3.3. Selección de Filtros**

La selección de filtros se la establece de acuerdo a la calidad del aire requerido para el sistema por lo cual el filtro debe ser capaz de retener lo que se especifica.

Para nuestro diseño por recomendación del fabricante se coloca un filtro para partículas antes del secador y un filtro para aceites después. Los filtros seleccionados con sus especificaciones se muestran en el Apéndice M

# CAPITULO 4

## 4. Análisis de costo del sistema de aire comprimido.

Para el desarrollo de este proyecto se elabora un presupuesto referencial, los equipos han sido cotizados con proveedores locales, se toma también en consideración los costos de materiales, mano de obra, entre otros.

### 4.1. Costos Directos.

Los costos directos están relacionados con los equipos, materiales, mano de obra y equipos a utilizar, los cuales se reflejan de manera detallada en el Apéndice N

**Tabla 4.1 Costos Directos**

<b>COSTO</b>	<b>Valor (USD)</b>
Equipos Seleccionados	45.908,77
Material mecánico y accesorios	4.960,66
Mano de Obra	2.870,00
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS</b>	<b>53.739,43</b>



#### 4.2. Costos Indirectos.

Estos costos reflejan la ingeniería e imprevistos y están calculados con respecto a un porcentaje de los costos directos.

**Tabla 4.2 Costos Indirectos**

Detalles	Cant (% CD)	Valor (USD)
Ingeniería (Diseño y supervisión)	5%	2.686,97
Imprevistos	1%	537,3943
<b>TOTAL</b>		<b>3.224,37</b>

#### 4.3. Costos Totales.

El costo total equivale a la suma de los costos directos más los costos indirectos.

**Tabla 4.3 Costos Totales**

COSTOS	TOTAL (USD)
Costos Directos	53.739,43
Costos Indirectos	3224,37
<b>TOTAL</b>	<b>56.963,80</b>

# CAPITULO 5

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

### 5.1. CONCLUSIONES

- Las tuberías de aire comprimido se diseñaron de manera que ofrezcan capacidad suficiente de trabajo, incluso en caso de posibles ampliaciones en las instalaciones del taller.
- Al instalar 2 compresores nos permite aun seguir operando el taller en un cierto porcentaje si uno de estos fallara o debiera entrar en mantenimiento.
- En lo que se refiere a los costos , es importante recordar que el gasto de una instalación que tenga en cuenta las posibles ampliaciones para el futuro no es muy distinto del de otra que no las prevea si la diferencia en el tamaño de las tuberías es tan sólo de una o dos medidas.
- Los distribuidores que se ubicaron al final de la tubería de servicio fueron diseñados para evitar la caída de presión excesiva y que la tubería se quede sin fluido cuando se produce un uso simultáneo de todos los equipos conectados en el distribuidor; este alimenta a cuatro equipos o herramientas del sistema de mantenimiento.

- El uso del secador nos ayuda evitando que debamos colocar con pendiente la instalación de las líneas de todo el circuito.
- El aire comprimido de alta calidad reduce la necesidad de mantenimiento, aumenta la fiabilidad del sistema neumático, del sistema de control y de la instrumentación, a la vez que limita el desgaste de las máquinas neumáticas.
- Cuando existe demanda de grandes cantidades de aire comprimido durante cortos períodos de tiempo, no es económicamente viable dimensionar el compresor o la red de tuberías exclusivamente para este patrón extremo de consumo de aire; por tal motivo se decidió colocar cerca del punto de consumo un depósito de aire independiente, dimensionado de acuerdo con la capacidad de aire máxima.
- Para el presente trabajo se puede concluir que al utilizar los distribuidores al final de las tuberías de servicio se evitó la instalación de ramales adicionales.

## **5.2. RECOMENDACIONES.**

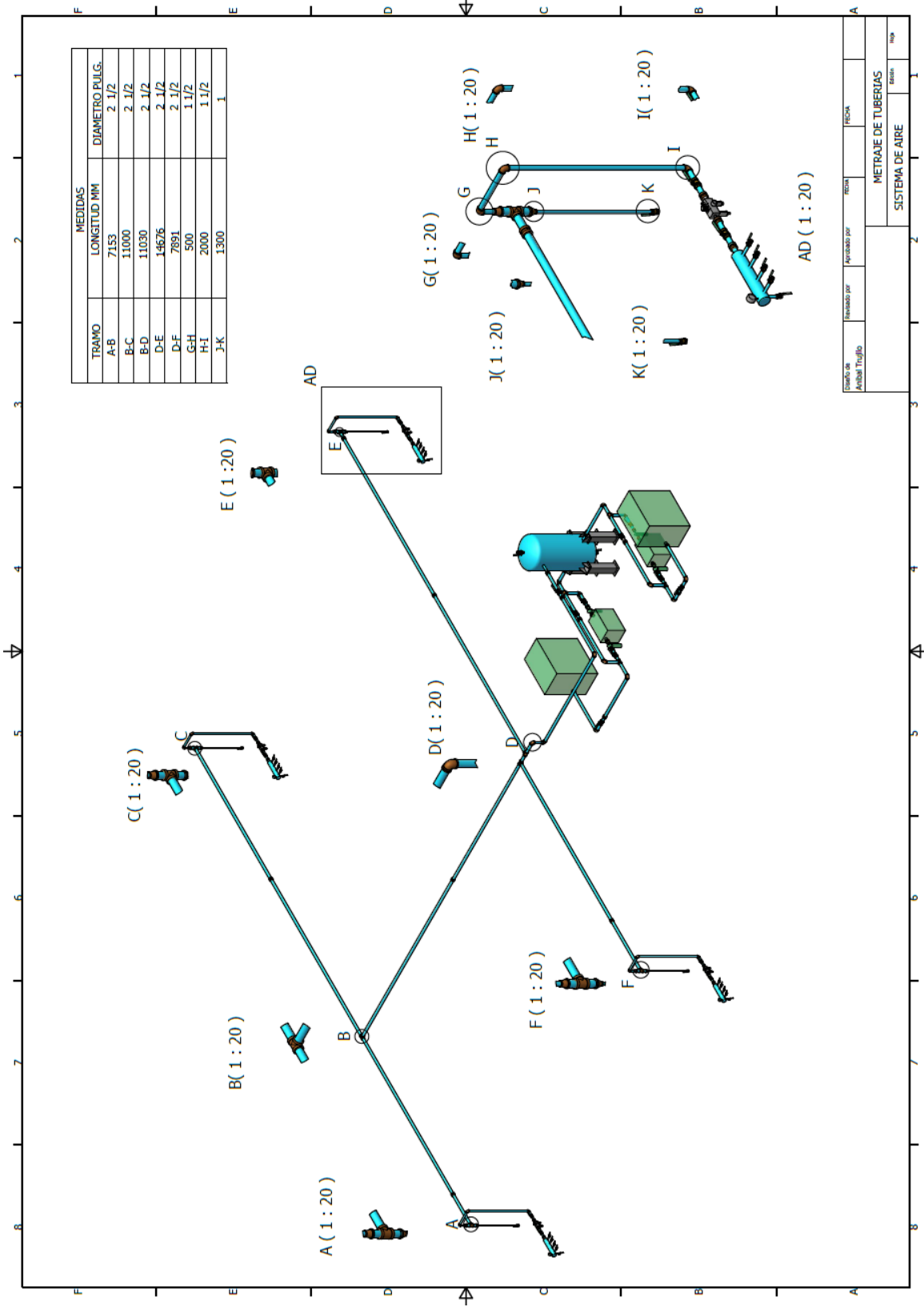
- Al seleccionar el compresor y los diferentes elementos para el sistema de AC debemos constatar que nuestro proveedor nos indique las capacidades según ISO 1217 Anexo C y especifique bajo qué condiciones son referidos los CFM (FAD).

- Las tuberías que se instalen adicionalmente deben provenir de la línea principal del circuito y no de alguna derivación.
- Los distribuidores en T originan remolinos y, en consecuencia, pérdidas de presión considerables que tienen que compensarse mediante una presión superior en el sistema. Es más recomendable utilizar bloques de distribución o colectores, a los que se conectan los equipos neumáticos. Deben elegirse bloques de distribución con diámetros de salida grande.
- Se deberá instalar una válvula reductora en los puntos que se necesita una presión menor a 7 bar.
- Debemos tener en cuenta los factores de corrección que cada proveedor especifique para sus equipos para el cálculo de su capacidad ya que los mismos trabajan a un 100% bajo condiciones determinadas.

# BIBLIOGRAFÍA

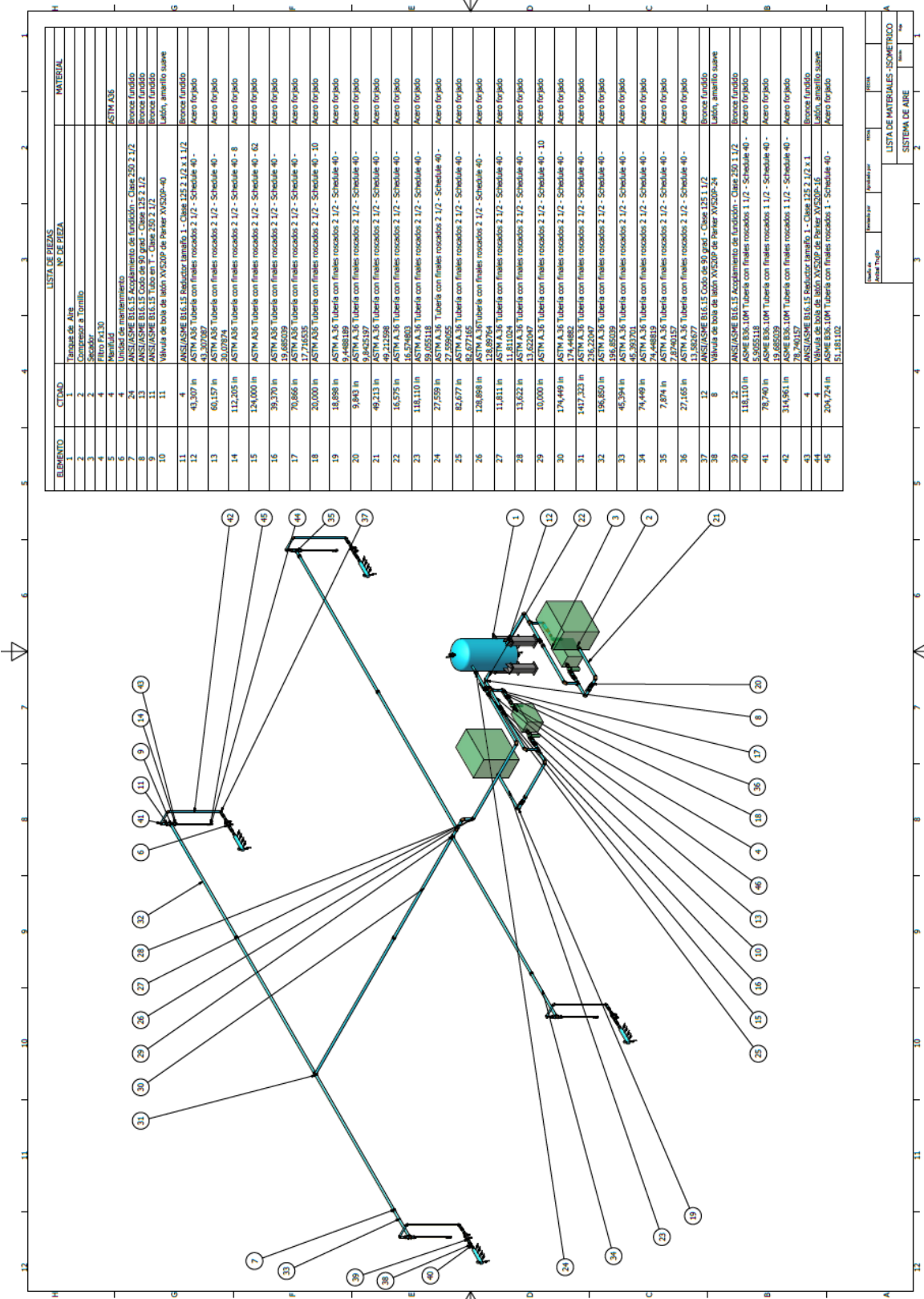
- HESSE, Stefan. (2002). Aire Comprimido Fuente de Energía, by Festo AG & Co.
- CARNICER, E. (1977). Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones. Ed. Gustavo Gili S.A., Barcelona.
- ROBERT W. FOX. Introducción a la Mecánica de Fluidos, Octava Edición.
- IRVING H. SHAMES. Mecánica de Fluidos, Cuarta Edición. Editorial McGraw Hill.
- ROBERT L. MOTT (2011). Mecánica de Fluidos, Séptima Edición. Editorial, Pearson Education.
- FRANK KREITH (2012). Principios de Transferencia de Calor, Sexta Edición. Editorial, Cengage Learning Editores S.A. de C.V.
- COMPAIR (2002). "Compresores Rotativos de Tornillo L04 – L22", Compair.
- INGERSOLL-RAND (2005). "Air Compressors".
- EUGENE F. MEGYESY. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo, Primera Edición. Editorial Limusa.
- ATLAS COPCO (2011). Manual de Aire Comprimido, Séptima Edición.

# PLANOS



MEDIDAS		
TRAMO	LONGITUD MM	DIAMETRO PULG.
A-B	7153	2 1/2
B-C	11000	2 1/2
B-D	11030	2 1/2
D-E	14676	2 1/2
D-F	7891	2 1/2
G-H	500	1 1/2
H-I	2000	1 1/2
J-K	1300	1

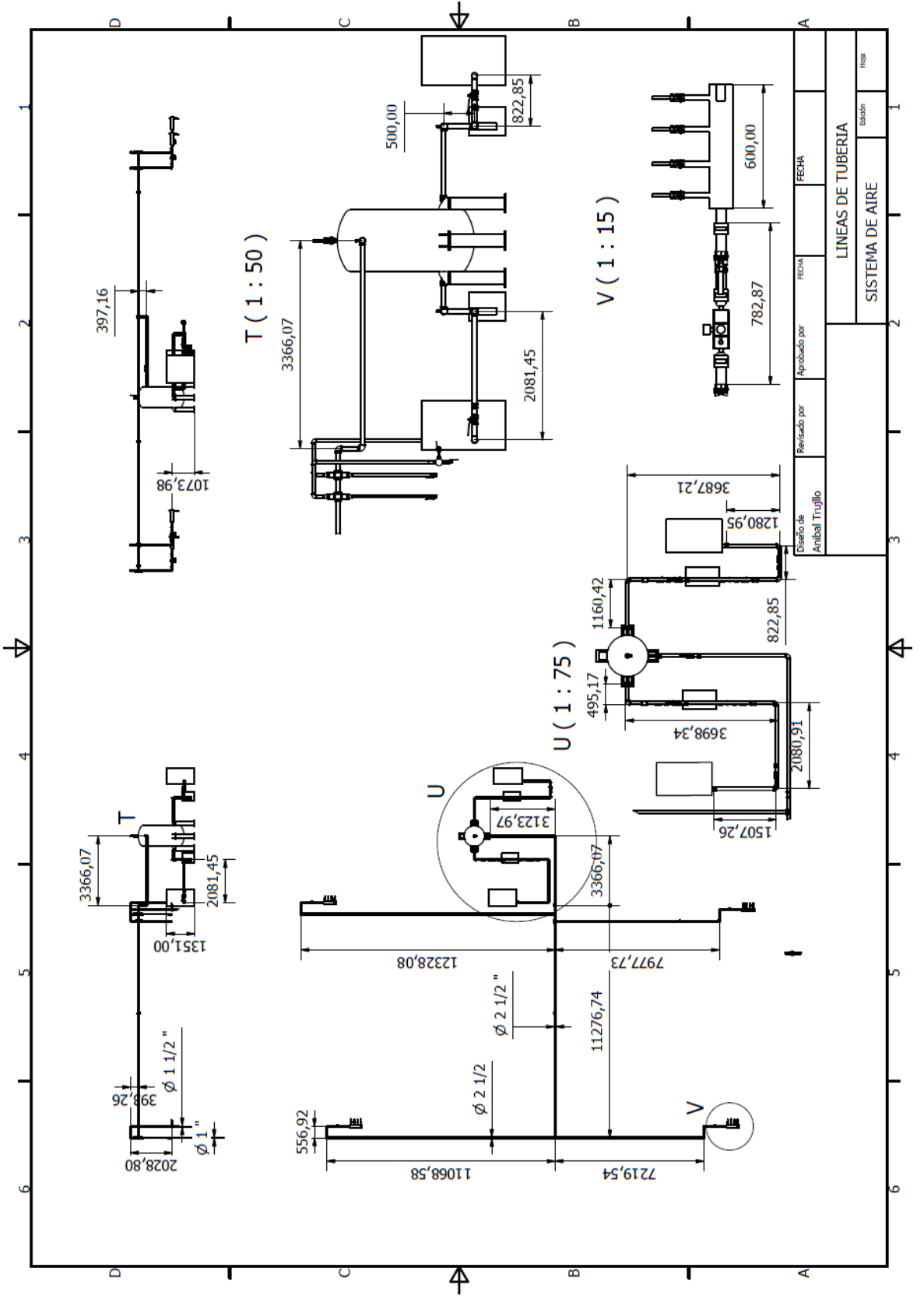
Elaborado por	Revisado por	Aprobado por	Fecha
Arriba Trujillo			
METRAJE DE TUBERIAS			
SISTEMA DE AIRE			
Escala	Hoja		



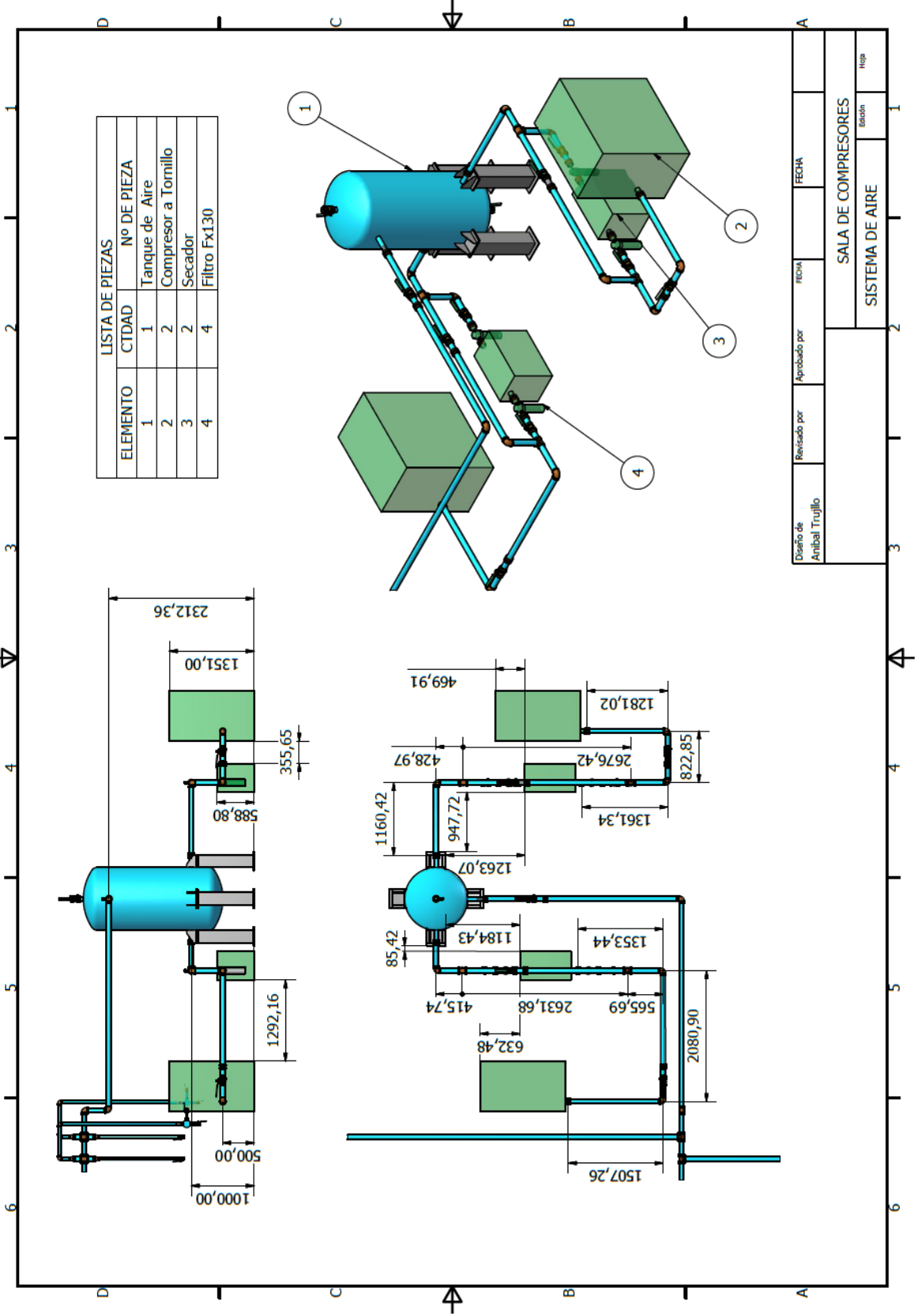
ELEMENTO		LISTA DE PIEZAS		MATERIAL	
	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	NO. DE PIEZA		
1	1	Tanque de Aire			
2	1	Compresor a Tornillo			
3	1	Flujo de Vapor			
4	1	Filtro P-30			
5	4	Manifold			ASTM A36
6	4	Unidad de mantenimiento			
7	24	ANSI/ASME B16.15 Acoplamiento de fundición - Clase 250 2 1/2			Bronce fundido
8	24	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
9	13	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Bronce fundido
10	11	Visflota de bola de latón XV250P de Pinner XV250P-40			Latón, amarillo suave
11	4	ANSI/ASME B16.15 Reductor de tamaño 1 - Clase 125 2 1/2 x 1 1/2			Bronce fundido
12	40,307 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
13	60,157 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
14	112,205 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 - 8			Acero forjado
15	124,000 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 - 62			Acero forjado
16	39,370 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
17	70,866 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
18	20,000 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 - 10			Acero forjado
19	18,898 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
20	9,843 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
21	49,213 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
22	16,575 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
23	118,110 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
24	27,559 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
25	82,077 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
26	128,888 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
27	11,811 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
28	13,622 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
29	10,000 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 - 10			Acero forjado
30	174,449 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
31	147,323 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
32	156,850 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
33	46,594 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
34	74,449 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
35	7,894 in	Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
36	27,465 in	ASTM A36 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
37	32	ANSI/ASME B16.15 Codo de 90 grados - Clase 125 1 1/2			Bronce fundido
38	6	Visflota de bola de latón XV250P de Pinner XV250P-40			Latón, amarillo suave
39	12	ANSI/ASME B16.15 Acoplamiento de fundición - Clase 250 1 1/2			Bronce fundido
40	118,110 in	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
41	70,740 in	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 1 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
42	314,861 in	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 1 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
43	4	ANSI/ASME B16.15 Reductor de tamaño 1 - Clase 125 2 1/2 x 1			Bronce fundido
44	128,888 in	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 2 1/2 - Schedule 40 -			Acero forjado
45	204,724 in	ANSI/ASME B16.15 Tubería con flanges roscados 1 - Schedule 40 -			Acero forjado

Proyecto:	Fecha:	Hoja:
Área:	Trabajo:	Escala:
LISTA DE MATERIALES - ISOMÉTRICO		
SISTEMA DE AIRE		



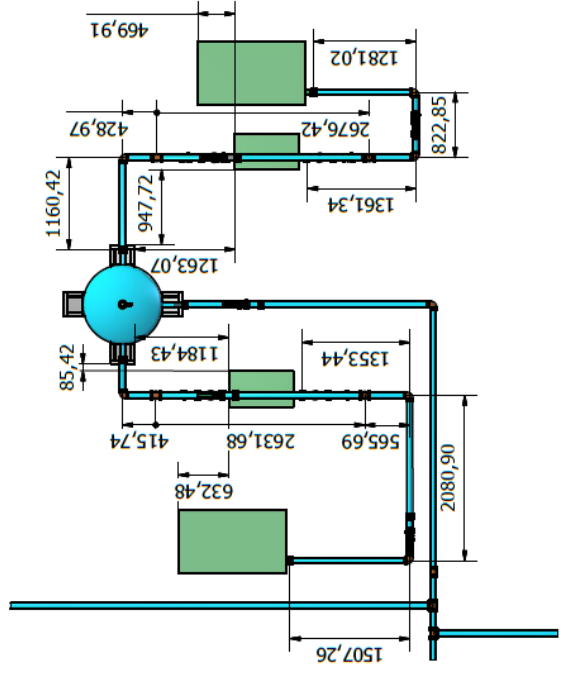
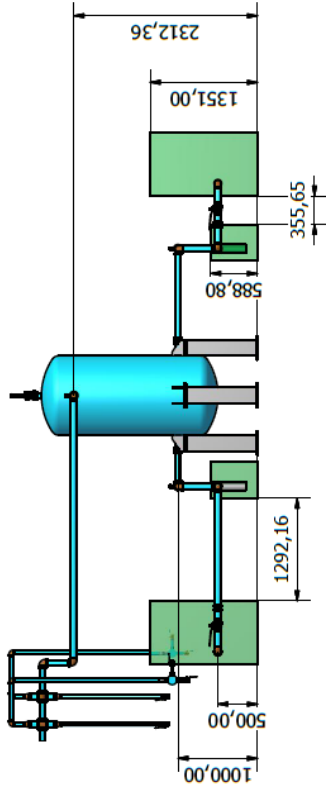


Revisado por	FECHA
Aprobado por	FECHA
Diseño de	
Antibal Trujillo	
LINEAS DE TUBERIA	
SISTEMA DE AIRE	
Edición	
NOVA	

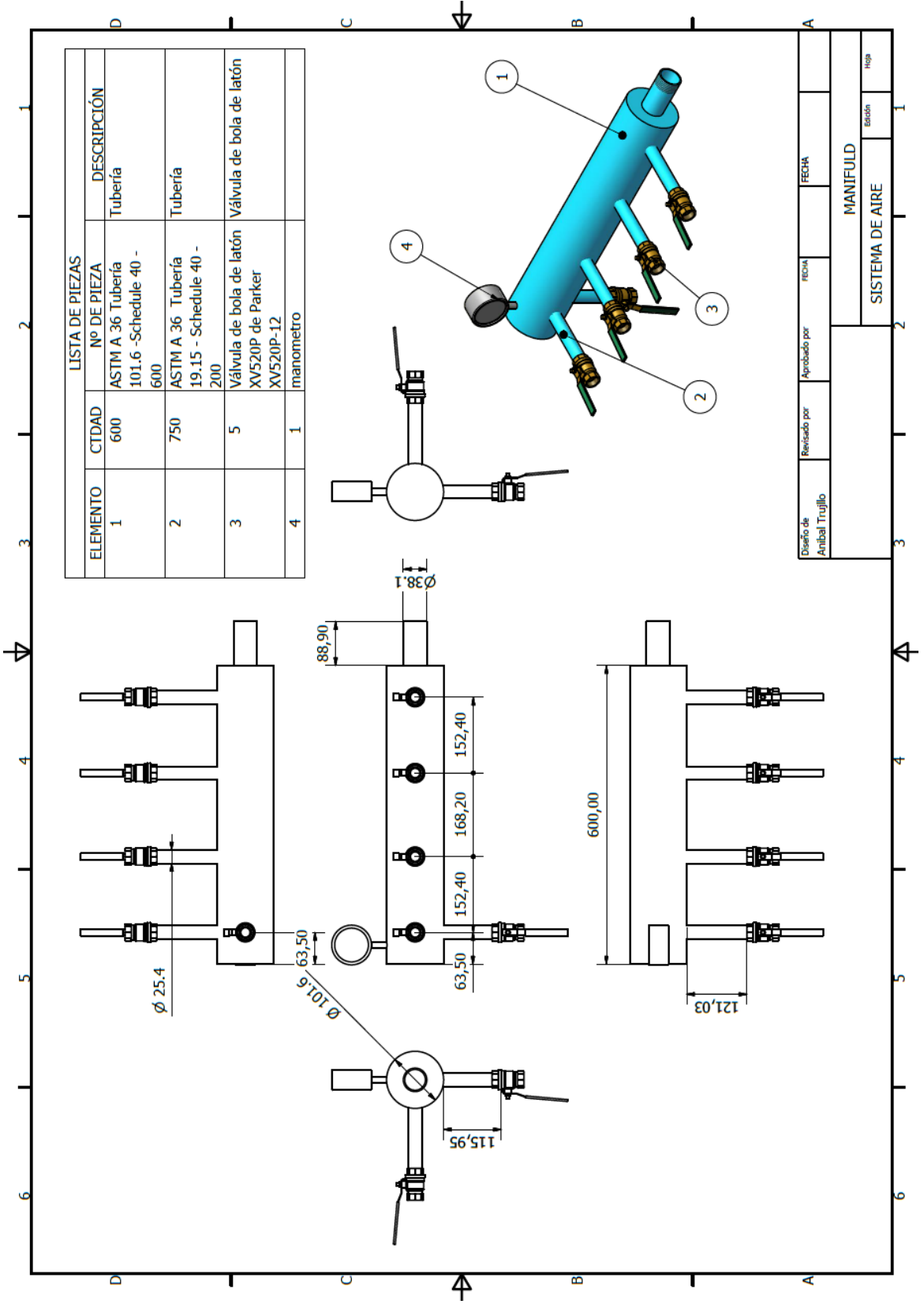


LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTIDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Tanque de Aire
2	2	Compresor a Tornillo
3	2	Secador
4	4	Filtro Fx130

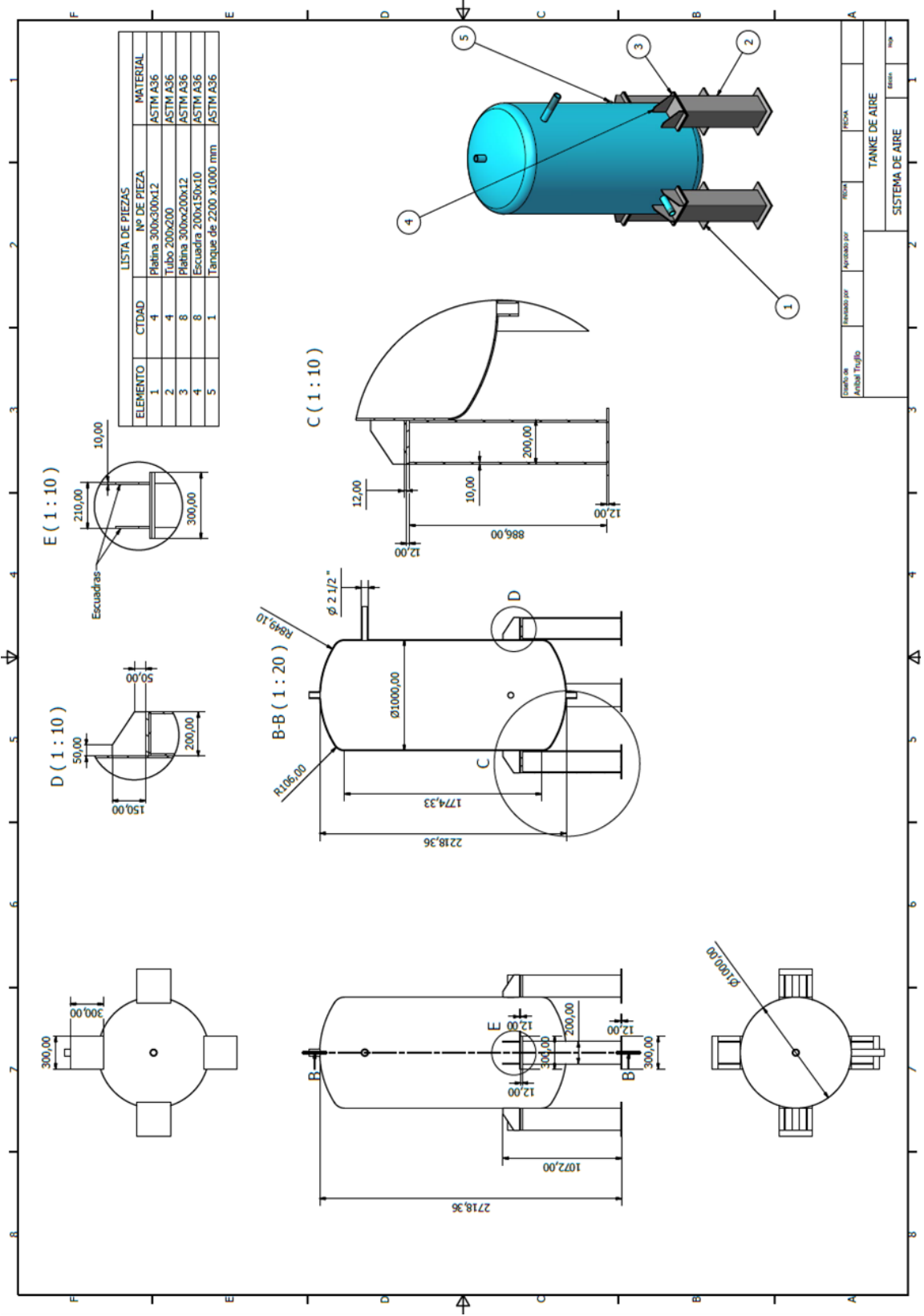


Diseño de Anibal Trujillo	Revisado por	Aprobado por	FECHA
SALA DE COMPRESORES			Edición
SISTEMA DE AIRE			Hoja

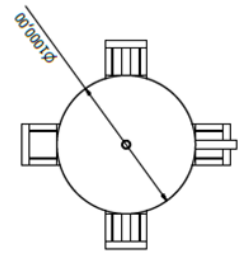
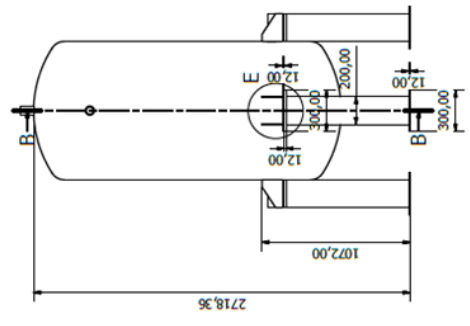
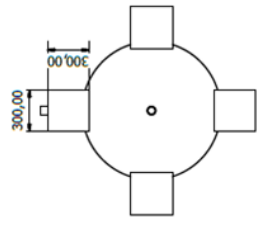
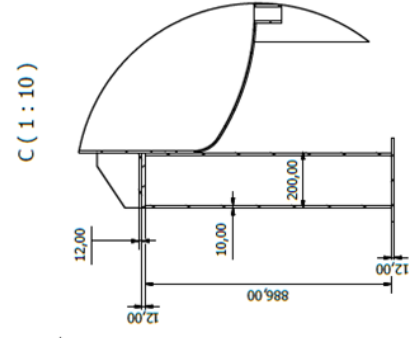
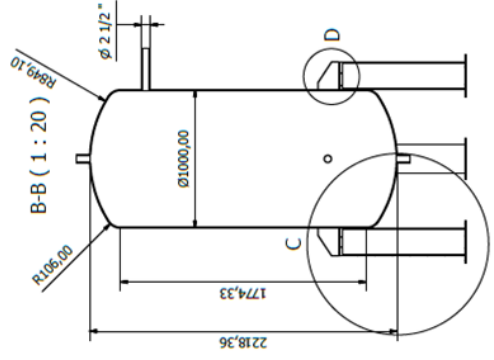
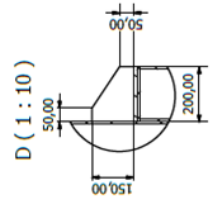
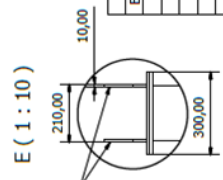


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	600	ASTM A 36 Tubería 101.6 -Schedule 40 - 600	Tubería
2	750	ASTM A 36 Tubería 19.15 - Schedule 40 - 200	Tubería
3	5	Válvula de bola de latón XV520P de Parker	Válvula de bola de latón
4	1	XV520P-12 manómetro	

Diseño de Anibal Trujillo	Revisado por	Aprobado por	FECHA	FECHA	Edición	Hoja
<b>MANIFULD</b> <b>SISTEMA DE AIRE</b>						



ELEMENTO	CTIDAD	LISTA DE PIEZAS	MATERIAL
1	4	Platina 300x300x12	ASTM A36
2	4	Tubo 200x200	ASTM A36
3	8	Platina 300x200x12	ASTM A36
4	8	Escuadra 200x150x10	ASTM A36
5	1	Tanque de 2200 x1000 mm	ASTM A36



Elaborado por	Revisado por	Aprobado por	FECHA
Armando Trujillo			
TANQUE DE AIRE			
SISTEMA DE AIRE			

# APÉNDICES

## Apéndice A Presiones de vapor de agua entre 0 °c y 83 °c

T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa
0	4.5840	6.1115	47	79.709	106.27	95	634.61	846.08
0.01	4.58780	6.11657	48	83.834	111.77	96	658.34	877.71
1	4.9286	6.5709	49	88.147	117.52	97	682.78	910.30
2	5.2954	7.0599	50	92.648	123.52	98	707.98	943.90
3	5.6861	7.5808	51	97.343	129.78	99	733.95	978.52
4	6.1021	8.1355	52	102.24	136.31	100	760.00	1013.3
5	6.5449	8.7258	53	107.35	143.12	101	787.57	1050.0
6	7.0158	9.3536	54	112.67	150.22	102	815.86	1087.7
7	7.5164	10.021	55	118.23	157.62	103	845.12	1126.7
8	8.0482	10.730	56	124.01	165.33	104	875.06	1166.7
9	8.6130	11.483	57	130.03	173.36	105	906.07	1208.0
10	9.2123	12.282	58	136.29	181.71	106	937.92	1250.5
11	9.8483	13.130	59	142.82	190.41	107	970.60	1294.0
12	10.522	14.028	60	149.61	199.46	108	1004.42	1339.12
13	11.237	14.981	61	156.67	208.88	109	1038.92	1385.11
14	11.993	15.990	62	164.02	218.67	110	1074.56	1432.63
15	12.795	17.058	63	171.65	228.85	111	1111.20	1481.48
16	13.642	18.188	64	179.59	239.43	112	1148.74	1531.53
17	14.539	19.384	65	187.83	250.42	113	1187.42	1583.10
18	15.487	20.647	66	196.39	261.83	114	1227.25	1636.20
19	16.489	21.983	67	205.28	273.68	115	1267.98	1690.50
20	17.546	23.393	68	214.51	285.99	120	1489.14	1985.36
21	18.663	24.882	69	224.09	298.76	125	1740.93	2321.05
22	19.841	26.453	70	234.03	312.01	130	2026.10	2701.24
23	21.085	28.111	71	244.33	325.75	135	2347.26	3129.42
24	22.395	29.858	72	255.02	340.00	140	2710.92	3614.26
25	23.776	31.699	73	266.11	354.78	145	3116.76	4155.34
26	25.231	33.639	74	277.59	370.09	150	3570.48	4760.25
27	26.763	35.681	75	289.49	385.95	175	6694.08	8924.71
28	28.376	37.831	76	301.82	402.39	200	11 659.16	15 544.27
29	30.071	40.092	77	314.58	419.41	225	19 123.12	25 495.40
30	31.855	42.470	78	327.80	437.03	250	29 817.84	39 753.85
31	33.730	44.969	79	341.48	455.27	275	44 580.84	59 436.23
32	35.700	47.596	80	355.63	474.14	300	64 432.8	85 903.3
33	37.769	50.354	81	370.28	493.67	325	90 447.6	120 587
34	39.942	53.251	82	385.43	513.87	350	124 001.6	165 321.9
35	42.221	56.290	83	401.10	534.76	360	139 893.2	186 508.9
36	44.613	59.479	84	417.30	556.35	365	148 519.2	198 009.3
37	47.121	62.823	85	434.04	578.67	366	150 320.4	200 410.7
38	49.750	66.328	86	451.33	601.73	367	152 129.2	202 822.3
39	52.506	70.002	87	469.21	625.56	368	153 960.8	205 264.2
40	55.391	73.849	88	487.67	650.17	369	155 815.2	207 736.5
41	58.413	77.878	89	506.73	675.58	370	157 692.4	210 239.2
42	61.577	82.096	90	526.41	701.82	371	159 584.8	212 762.2
43	64.886	86.508	91	546.72	728.90	372	161 507.6	215 325.8
44	68.349	91.124	92	567.68	756.84	373	163 468.4	217 939.9
45	71.968	95.950	93	589.31	785.68	373.946	165 452.0	220 584.5
46	75.749	100.99	94	611.61	815.41			

## Apéndice B Propiedades termo físicas del aire a presión atmosférica

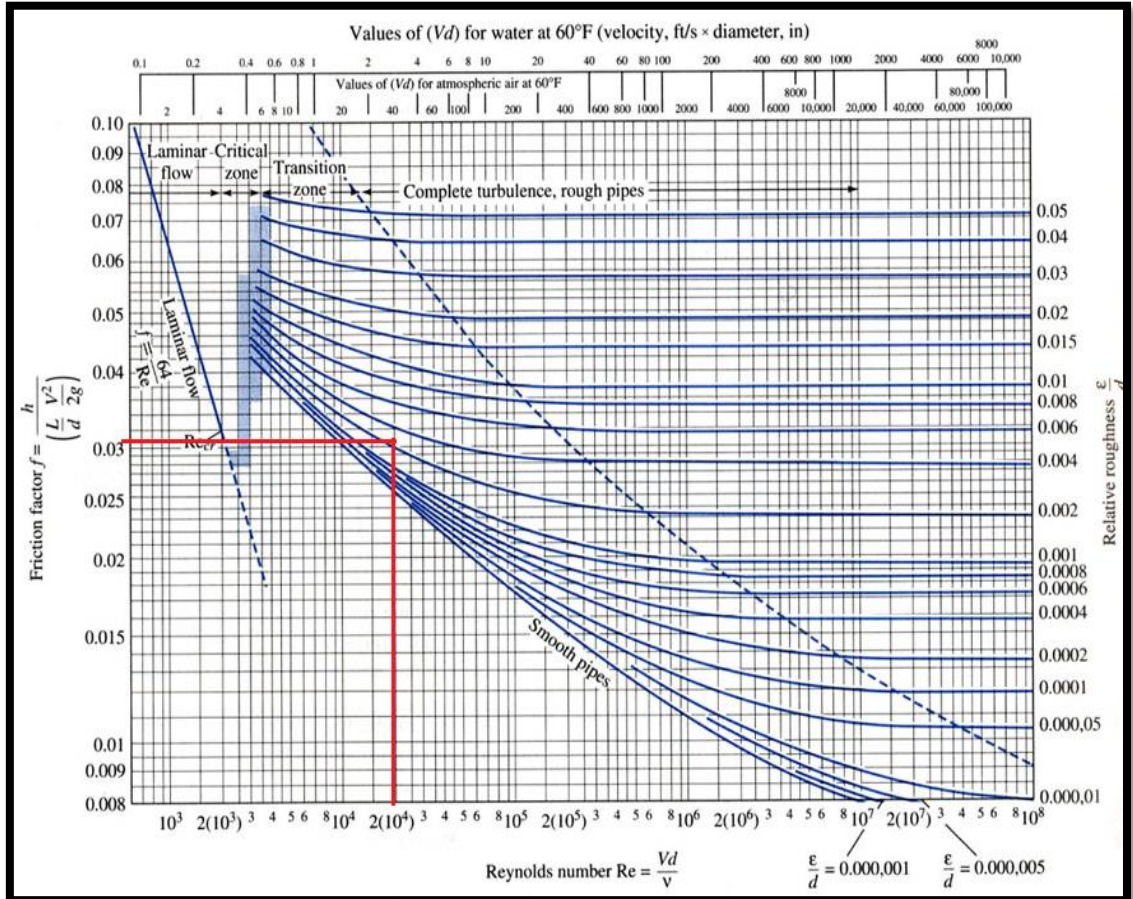
Temperatur °K	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor especifico $c_p$ kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /seg)	Nº de Prandt Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682
700	0,5030	1,075	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,086	3,481	73,91	0,0551	1,0774	0,686
800	0,4405	1,098	3,625	82,29	0,0578	1,1981	0,689
850	0,4149	1,109	3,765	90,75	0,0603	1,3097	0,692
900	0,3925	1,121	3,899	99,30	0,0628	1,4271	0,696
950	0,3716	1,132	4,023	108,20	0,0653	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,142	4,152	117,80	0,0675	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,440	138,60	0,0732	1,9690	0,704
1200	0,2947	1,179	4,690	159,10	0,0782	2,2510	0,707
1300	0,2707	1,197	4,930	182,10	0,0837	2,5830	0,705
1400	0,2515	1,214	5,170	205,50	0,0891	2,9200	0,705
1500	0,2355	1,230	5,400	229,10	0,0946	3,2620	0,705
1600	0,2211	1,248	5,630	254,50	0,1000	3,6090	0,705
1700	0,2082	1,267	5,850	280,50	0,1050	3,9770	0,705
1800	0,1970	1,287	6,070	308,10	0,1110	4,3790	0,704
1900	0,1858	1,309	6,290	338,50	0,1170	4,8110	0,704
2000	0,1762	1,338	6,500	369,00	0,1240	5,2600	0,702
2100	0,1682	1,372	6,720	399,60	0,1310	5,7150	0,700
2200	0,1602	1,419	6,930	432,60	0,1390	6,1200	0,707
2300	0,1538	1,482	7,140	464,00	0,1490	6,5400	0,710
2400	0,1458	1,574	7,350	504,00	0,1610	7,0200	0,718
2500	0,1394	1,688	7,570	543,50	0,1750	7,4410	0,730

**Apéndice C Valores de rugosidad absoluta para diferentes materiales.**

<b>Material de construcción</b>	<b>Rugosidad (k: mm)</b>
<u>Tuberías de plástico</u> Polietileno (P.E.)..... Cloruro de polivinilo (PVC) .....	0,002 0,02
<u>Tuberías metálicas</u> Tuberías estiradas, sin soldaduras de latón, cobre, plomo..... Aluminio.....	0,0015 - 0,01 0,015 - 0,06
<u>Acero estirado sin soldaduras:</u> Nuevas..... Después de muchos años en servicio.....	0,02 - 0,10 1,2 - 1,5
<u>Acero galvanizado:</u> Nuevas, buena galvanización..... Galvanización ordinaria.....	0,07 - 0,10 0,10 - 0,15
<u>Fundición:</u> Nuevas..... Nuevas con revestimiento bituminoso..... Asfaltadas..... Después de varios años en servicio.....	0,25 - 1,00 0,10 - 0,15 0,12 - 0,30 1,00 - 4,00
<u>Hormigón y fibrocemento:</u> - <u>Hormigón:</u> Superficie muy lisa..... Condiciones medias..... Superficie rugosa..... Hormigón armado..... - <u>Fibrocemento (F.C.):</u> Nuevas..... Después de varios años en uso.....	0,3 - 0,8 2,5 3 - 9 2,5 0,05 - 0,10 0,60



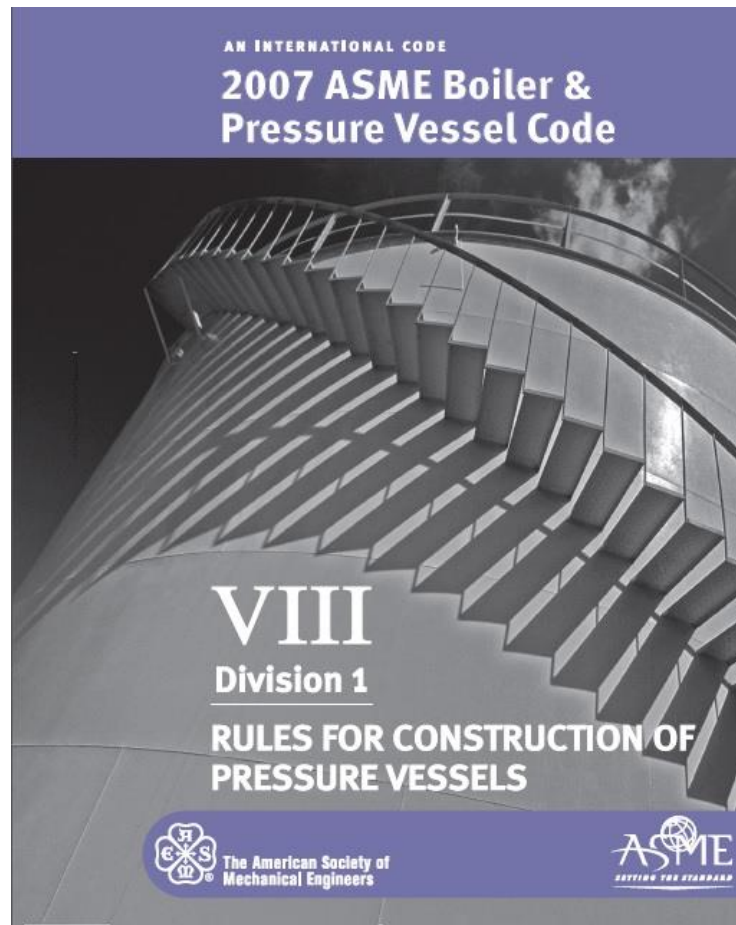
## Apéndice D Diagrama de Moody



## Apéndice E Ventajas y desventajas de diferentes materiales.

	Tubo de acero sin costura	Tubo roscados	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
<b>Ventajas</b>	Uniones estancas; posibilidad de doblar	Disponibilidad de numerosos racores y accesorios; posibilidad de doblar	Uniones estancas, ausencia de corrosión, posibilidad de doblar, para máximas calidades de aire (p. ej. en aplicaciones de técnica médica)	Ausencia de corrosión, paredes interiores lisas, posibilidad de doblar	Resistente a roturas, ausencia de corrosión, pared interior lisa ligero	Ausencia de corrosión, flexible, ligero, resistente a golpes, exento de mantenimiento, instalación sencilla, conexiones sencillas entre tubos flexibles
<b>Desventajas</b>	Corrosión (tubos negros) Montaje por operarios experimentados. Gran masa en comparación con tubos de plástico o de aluminio	Corrosión, en parte también en tubos cincados, grandes resistencias al flujo y resistencias por fricción; fugas después de uso prolongado; montaje difícil debido a la necesidad de cortar roscas y de soldar; montaje por operarios experimentados	Montaje únicamente por operarios experimentados; oferta limitada de racores y accesorios; piezas costosas	Montaje por operarios experimentados y especializados. Posibilidad de formación de calcantita	Menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero	Poca longitud, menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero. Al aumentar la temperatura disminuye la resistencia a la presión. Posibilidad de cargas electrostáticas. Gran coeficiente de dilatación térmica (0,2 mm/ °C)

**Apéndice F Norma ASME División VIII Sección I para diseño de recipientes a presión.**



UW-2(a)), except as permitted by UW-76 for vent holes in layered construction. When telltale holes are provided, they shall have a diameter of  $\frac{1}{16}$  in. to  $\frac{3}{16}$  in. (1.5 mm to 5 mm) and have a depth not less than 80% of the thickness required for a seamless shell of like dimensions. These holes shall be provided in the opposite surface to that where deterioration is expected. [For telltale holes in clad or lined vessels, see UCL-25(b).]

(f) *Openings for Drain.* Vessels subject to corrosion shall be supplied with a suitable drain opening at the lowest point practicable in the vessel; or a pipe may be used extending inward from any other location to within  $\frac{1}{8}$  in. (6 mm) of the lowest point.

#### UG-26 LININGS

Corrosion resistant or abrasion resistant linings, whether or not attached to the wall of a vessel, shall not be considered as contributing to the strength of the wall except as permitted in Part UCL (see Appendix F).

#### UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE

(a) The minimum required thickness of shells under internal pressure shall not be less than that computed by the following formulas,<sup>14</sup> except as permitted by Appendix 32. In addition, provision shall be made for any of the loadings listed in UG-22, when such loadings are expected. The provided thickness of the shells shall also meet the requirements of UG-16, except as permitted in Appendix 32.

(b) The symbols defined below are used in the formulas of this paragraph.

$E$  = joint efficiency for, or the efficiency of, appropriate joint in cylindrical or spherical shells, or the efficiency of ligaments between openings, whichever is less.

For welded vessels, use the efficiency specified in UW-12.

For ligaments between openings, use the efficiency calculated by the rules given in UG-53.

$P$  = internal design pressure (see UG-21)

$R$  = inside radius of the shell course under consideration,<sup>15</sup>

$S$  = maximum allowable stress value (see UG-23 and the stress limitations specified in UG-24)

$t$  = minimum required thickness of shell

<sup>14</sup> Formulas in terms of the outside radius and for thicknesses and pressures beyond the limits fixed in this paragraph are given in 1-3 to 1-3.

<sup>15</sup> For pipe, the inside radius  $R$  is determined by the nominal outside radius minus the nominal wall thickness.

(c) *Cylindrical Shells.* The minimum thickness or maximum allowable working pressure of cylindrical shells shall be the greater thickness or lesser pressure as given by (1) or (2) below.

(1) *Circumferential Stress (Longitudinal Joints).* When the thickness does not exceed one-half of the inside radius, or  $P$  does not exceed  $0.385SE$ , the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t} \quad (1)$$

(2) *Longitudinal Stress (Circumferential Joints).*<sup>16</sup> When the thickness does not exceed one-half of the inside radius, or  $P$  does not exceed  $1.25SE$ , the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t} \quad (2)$$

(d) *Spherical Shells.* When the thickness of the shell of a wholly spherical vessel does not exceed  $0.356R$ , or  $P$  does not exceed  $0.665SE$ , the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t} \quad (3)$$

(e) When necessary, vessels shall be provided with stiffeners or other additional means of support to prevent overstress or large distortions under the external loadings listed in UG-22 other than pressure and temperature.

(f) A stayed jacket shell that extends completely around a cylindrical or spherical vessel shall also meet the requirements of UG-47(c).

(g) Any reduction in thickness within a shell course or spherical shell shall be in accordance with UW-9.

#### UG-28 THICKNESS OF SHELLS AND TUBES UNDER EXTERNAL PRESSURE

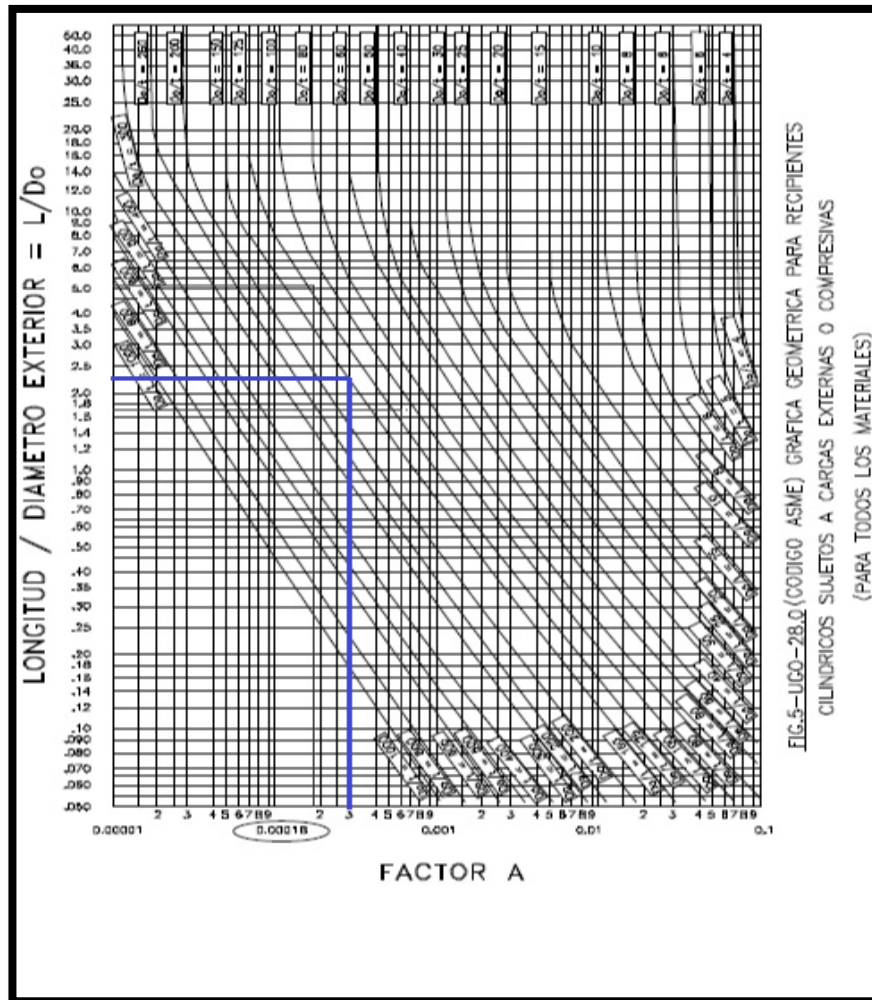
(a) Rules for the design of shells and tubes under external pressure given in this Division are limited to cylindrical shells, with or without stiffening rings, tubes, and spherical shells. Three typical forms of cylindrical shells are shown in Fig. UG-28. Charts used in determining minimum required thicknesses of these components are given in Subpart 3 of Section II, Part D.

(b) The symbols defined below are used in the procedures of this paragraph:

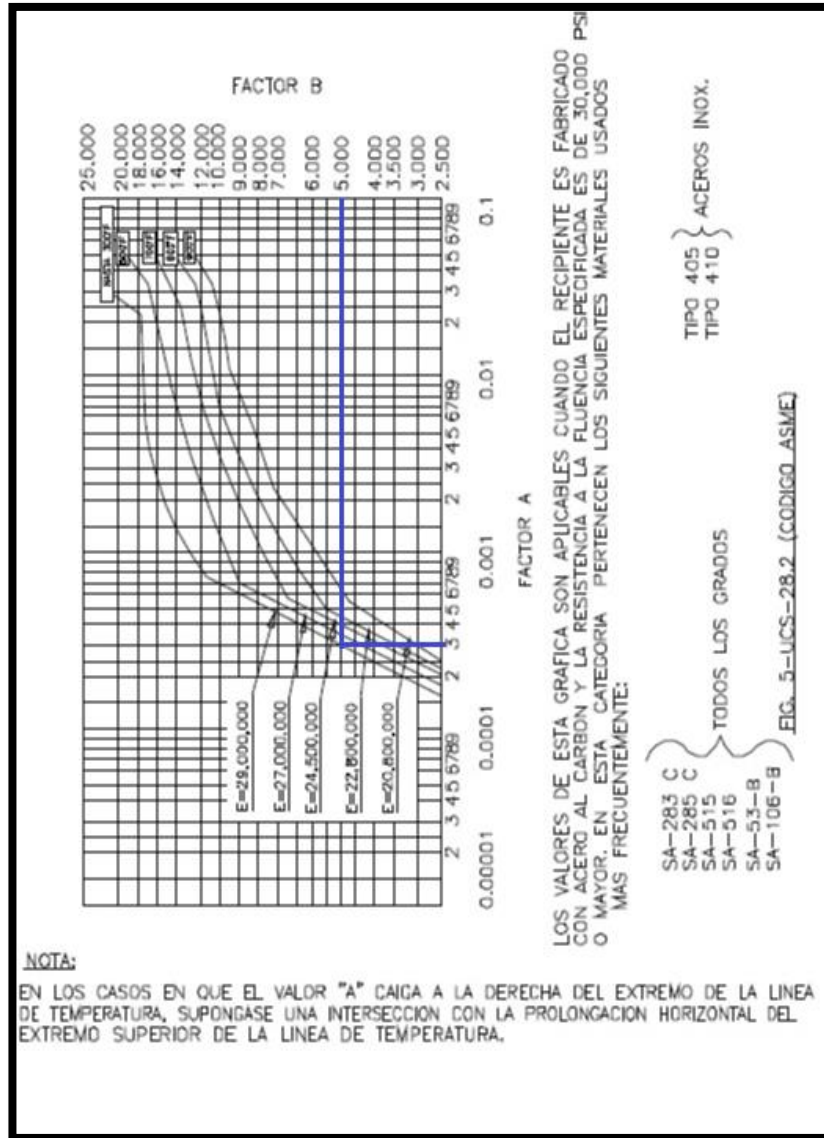
$A$  = factor determined from Fig. G in Subpart 3 of Section II, Part D and used to enter the applicable

<sup>16</sup> These formulas will govern only when the circumferential joint efficiency is less than one-half the longitudinal joint efficiency, or when the effect of supplementary loadings (UG-22) causing longitudinal bending or tension in conjunction with internal pressure is being investigated. An example illustrating this investigation is given in 1-2.1 and 1-2.2.

**Apéndice G Grafica geométrica para recipientes a presión externa sujetas a cargas externas o compresivas**



## Apéndice H Curva geométrica para recipientes fabricados con aceros al carbón.



**Apéndice I Calidad del aire recomendadas para aplicaciones neumáticas (HESSE)**

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (µm)	Punto de condensación del agua (0 °C)	Contenido máx. de aceite (mg/m <sup>3</sup> )	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 µm
Lavandería	40	+10	5	40 µm
Máquinas soldadoras	40	+10	25	40 µm
Máquinas herramienta	40	+3	25	40 µm
Cilindros neumáticos	40	+3	25	40 µm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	+3	25	40 o bien 50 µm
Máquinas de embalaje	40	+3	1	5 µm – 1 µm
Reguladores finos de presión	5	+3	1	5µm – 1 µm
Aire de medición	1	+3	1	5µm – 1 µm
Aire en almacén	1	–20	1	5µm – 1 µm
Aire para aplicación de pintura	1	+3	0,1	5µm – 1 µm
Técnica de detectores	1	–20 o bien –40	0,1	5µm – 1 µm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	–0.01 µm

## Apéndice J Calidad del aire según ISO 8573.1

ISO 8573-1	Solid particles / dust						Moisture	Oil content
	Max. particle count per m <sup>3</sup> of particles				µm	mg/m <sup>3</sup>	Pressure Dew Point ( $x$ =liquid water in g/m <sup>3</sup> )	mg/m <sup>3</sup>
	≤ 0.1	0.1 < d ≤	0.5 < d ≤	1.0 < d ≤				
<b>0</b>	as specified by user							
<b>1</b>	-	100	1	0	-	-	≤ -70 °C	≤ 0.01
<b>2</b>	-	100,000	1,000	10	-	-	≤ -40 °C	≤ 0.1
<b>3</b>	-	-	10,000	500	-	-	≤ -20 °C	≤ 1.0
<b>4</b>	-	-	-	1,000	-	-	≤ +3 °C	≤ 5.0
<b>5</b>	-	-	-	20,000	-	-	≤ +7 °C	-
<b>6</b>	-	-	-	-	≤ 5	≤ 5	≤ +10 °C	-
<b>7</b>	-	-	-	-	≤ 40	≤ 10	$x \leq 0,5$	-
<b>8</b>	-	-	-	-	-	-	$0.5 \leq x \leq 5.0$	-
<b>9</b>	-	-	-	-	-	-	$5.0 \leq x \leq 10.0$	-



## Apéndice K Especificación técnica del compresor.



1. EQUIPOS COMPRESORES DE AIRE SULLAIR ESTACIONARIOS DE UNA ETAPA MODELO 1809E ENFRIADO POR AIRE, CON MOTOR ELÉCTRICO DE 25 HP CON SECADOR REFRIGERATIVO RN-125 Y FILTROS DE PARTICULAS Y COALESCENTE FX-130.



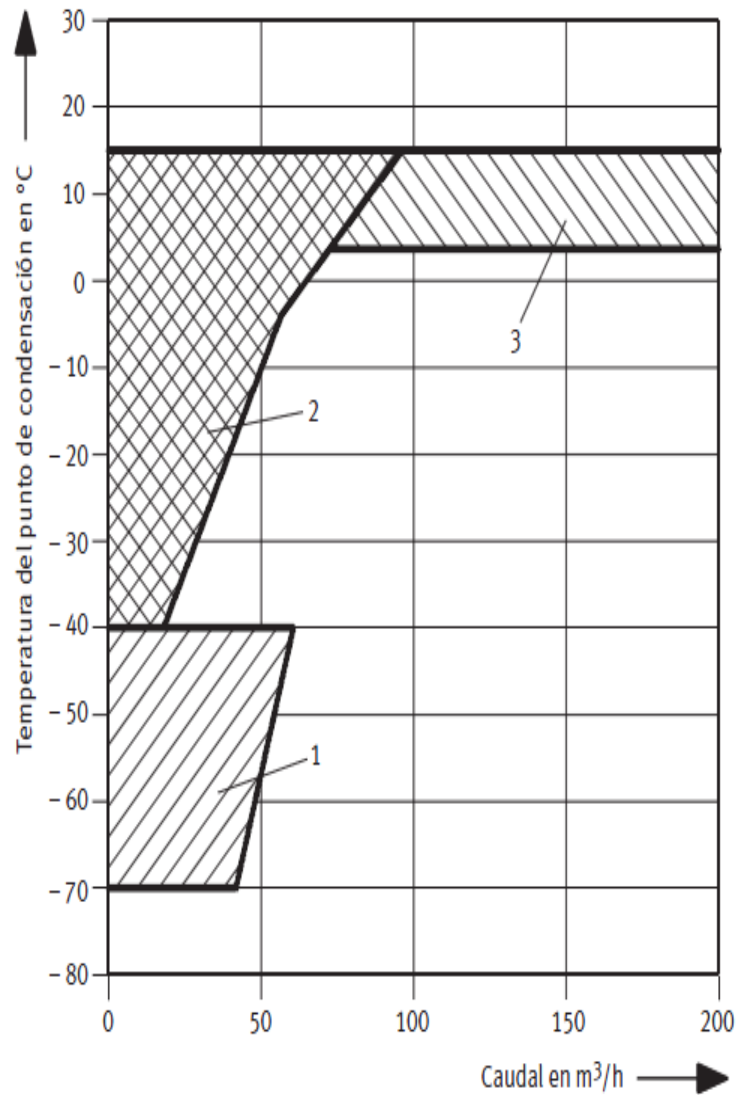
DESCRIPCIÓN	DETALLE
MARCA	SULLAIR
PROCEDENCIA	USA
MODELO	1809E
TIPO	ESTACIONARIO CON MOTOR ELÉCTRICO
<b>GENERALIDADES</b>	
Presión plena carga	125 psig (9 Bar)
Capacidad a presión a plena carga	99.3 cfm
Sistema de Control	Modulación en la admisión
Enfriamiento	Por aire
Transmisión de Potencia	Acople Directo
Numero de etapas	1
<b>DATOS ELÉCTRICOS</b>	
Potencia del motor	25 HP a 1765 rpm Arrancador Estrella Triangulo
Eficiencia del motor	92.4 %
Voltaje, Frecuencia y Fases	230-460 V 60HZ 3 F

Elab: MDM. 28/06/2014

## Apéndice L Campo de aplicación de diversos tipos de secadores (Según HOERBIGER-ORIGA).

Campos de aplicación de  
diversos tipos de secadores  
(según Hoerbiger-Origa)

- 1 Secador por adsorción
- 2 Secador de membrana
- 3 Secador por frío hasta  
1 000 m<sup>3</sup>/h



## Apéndice M Especificación técnica del secador y filtros.



### Secador y Filtros

DESCRIPCIÓN	DETALLE
MARCA	SULLAIR
PROCEDENCIA	USA
MODELO	RN-125, FXF, FXH-130
TIPO	Refrigerativo R-134A
GENERALIDADES	
Presión de trabajo	50-200psig
Capacidad de Secado	125 cfm
Retención de partículas	FXF hasta 1 u, FXH hasta 0.01u y aerosoles de aceite
Clase de Calidad de aire ISO 8573.1	1.4.3
DATOS ELÉCTRICOS	
Voltaje, Frecuencia y Fases	115V 60HZ 1 F
DIMENSIONES	
Largo	18 pulg (457.2mm)
Ancho	32 pulg (812.8mm)
Alto	22 pulg (558.8 mm)
Conexión de descarga	1" NPT

Elab: MDM. 28/06/2014

**Apéndice N Costos de equipos y accesorios del sistema de AC.**

<b>No</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cant</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo</b>
1	COMPRESOR 1809 S- ENERGY	2	14.781,48	29.562,96
2	SECADOR RN- 125	2	3.975,05	7.950,10
3	FILTRO FXF-130	2	643,50	1.287,00
4	FILTRO SCH-125	2	659,04	1.318,08
5	SEPARADOR DE CONDENSADOS JORC PURO 10	1	2.290,63	2.290,63
6	TANQUE AIRE COMPRIMIDO	1	3.500,00	3.500,00
<b>TOTAL</b>				<b>45.908,77</b>

No	Descripción	Cant.	Costo Unitario	Costo
1	Tubo A/C Ced 40 2,5 in	17	135,00	2295,00
2	Tubo A/C Ced 40 1,5 in	3	80,00	240,00
3	Tubo A/C Ced 40 1 in	2	28,09	56,18
4	Reducción cónica 2,5 - 1,5	4	4,00	16,00
5	Reducción cónica 1,5 - 1,0	4	3,75	15,00
6	Tee 2,5 in	7	4,50	31,50
7	Unión 2,5 in	15	3,45	51,75
8	unión 1,5 in	12	2,85	34,20
9	Codo de 2,5 in	17	4,55	77,35
10	Codo de 1,5 in	12	3,55	42,60
11	Válvula roscada 2,5 in	4		0,00
12	Válvula roscada 0,75 in	16	15,00	240,00
13	Válvula roscada 0,5 in	3	7,00	21,00
14	Válvula roscada 1,5 in	8		0,00
15	Angulo 2,0 x 0,25 in	7	30,00	210,00
16	Perno en U 2 in	30	2,50	75,00
17	Perno en U 1,5 in	10	2,00	20,00
18	Perno en U 1 in	4	1,85	7,40
19	Pintura azul festo	6	35,00	210,00
20	Desoxidante	4	18,00	72,00
21	Primer anticorrosivo	6	26,00	156,00
22	Soldadura	80	10,00	800,00
23	Fungibles			289,68
<b>TOTAL</b>				<b>4960,66</b>