

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Propuesta de Mejora del Sistema de Aire Comprimido de una planta de
Manufactura de Línea Blanca Para Reducir el Consumo de Energía
Eléctrica"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERÍA MECÁNICA

Presentado por:

Elena Gabriela Arriaga Suárez

Carmen Mariuxi Chiriguaya Espinoza

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

A Dios por estar siempre a nuestro lado, a nuestros padres y hermanos por su apoyo incondicional, su paciencia y su amor. Al Ing. Roberto Demera, Ing. Mario Maldonado, Ing. Ernesto Martínez e Ing. Andrea Boero por su dirección en la realización del presente trabajo, al Ing. Fernando Bejar, Gerente del Área de Mantenimiento de la Empresa “Mabe – Ecuador”, por darnos la apertura en la empresa para el desarrollo de nuestro proyecto de graduación.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Elena Gabriela Arriaga Suárez

Carmen Mariuxi Chiriguaya Espinoza

Ing. Ernesto Rolando Martínez Lozano

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".



Elena Gabriela Arriaga S.



Carmen Mariuxi Chiriguaya E.



Ing. Ernesto Rolando Martínez L.

RESUMEN

El estudio se realizó en las instalaciones de una industria de manufactura de electrodomésticos, ubicada en la Ciudad de Guayaquil cuyas condiciones ambientales son 1 atmósfera de presión, humedad relativa del 75 % a una temperatura media de 30°C. La planta se encuentra dividida en áreas de producción y de apoyo. Las áreas de producción son metalistería, ensamble, esmaltado y pintura, todas operan utilizando el sistema de aire comprimido. La planta presenta un alto nivel de consumo de energía eléctrica anual y se presume sea debido a un sistema de aire comprimido ineficiente. Con el objetivo de determinar la demanda y conocer las pérdidas del sistema de aire, y si las condiciones actuales de operación son las requeridas, se realizaron mediciones de flujo en estas áreas y el consumo energético, instalando equipos de medición en las áreas de producción y en la sala de compresores. Se determinó que las áreas de mayores pérdidas son ensamble y la línea principal por lo que se redimensionó el sistema de aire. Se presentaron dos propuestas de mejora: una a corto plazo, que implica la combinación adecuada de compresores durante su operación, y otra a largo plazo, que implica la eliminación de compresores, el rediseño de la red de distribución y la mejora del sistema de tratamiento de aire comprimido. Conforme a esto se analizaron las propuestas y se determinó la estimación del costo del rediseño y tiempo de retorno de la inversión.

ABSTRACT

The study was conducted in the premises of an electrical manufacturing industry, located in the City of Guayaquil whose environmental conditions are one atmosphere of pressure, relative humidity of 75% at an average temperature of 30 ° C. The plant is divided into areas of production and support. The production areas are metalworking, assembly, painting and glazing, all they operate using the compressed air system. The plant has a high level of annual electricity consumption and is presumably due to inefficient compressed air system. In order to determine the demand and meet the losses of the air system, and if current operating conditions are required, flow measurements were conducted in these areas and energy consumption by installing measuring equipment in the areas of production and in the compressor room. It was determined that the areas of greatest losses are assembly and the main line so that the air system is resized. Two proposals for improvement were presented: one short term, involving the right combination of compressors during operation, and over the long term, involving the removal of compressors, the redesign of the distribution network and improving the treatment system compressed air. Under the proposals that were analyzed and the estimated cost of redesigning and time ROI was determined

ÍNDICE GENERAL

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
1.3 Marco Teórico	3
1.3.1 Diagrama del Proceso de Producción en Planta.....	3
1.3.2 Situación Actual de la Planta	3
1.3.3 Normas.....	4
1.3.4 Sistema de Aire Comprimido	5
1.3.5 Alternativas de Diseño de Redes de Distribución. Fuente (Belfor II).....	6
1.3.6 Caídas de Presión en Tuberías	9

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	10
2.1 Diagrama de Flujo del Proceso de Análisis.....	11
2.2 Sistema de Generación de Aire Comprimido	12
2.3 Red de Distribución Actual	13
2.3.1	13
2.4 Mantenimiento de los Compresores	13
2.5 Auditoría Energética en el Sistema de Aire Comprimido.....	14
2.6 Descripción del proceso de estudio	14
2.6.1 Equipos de Medición	14
2.6.2 Determinación de Demanda de aire en la planta	16
2.6.3 Determinación de Pérdidas	17
2.6.4 Demanda de aire en Metalistería.....	18
2.6.5 Determinación de la demanda de aire en el área de pintura.....	19

2.6.6	Demanda y Pérdidas de Aire Comprimido de Ensamble	24
2.6.7	Consumo Medido en la Línea 1 de Ensamble	26
2.6.8	Determinación del consumo real del área de ensamble	27
2.6.9	Factores de Uso y Simultaneidad	28
2.6.10	Pérdidas Generales.....	29
2.7	Pérdidas Teóricas por Caídas de Presión.....	31
2.7.1	Caída de Presión por fricción	31
2.8	Dimensionamiento del Tanque Acumulador:	32
2.9	Tratamiento del Aire en la Planta.....	34
2.10	Dimensionamiento de la tubería de distribución de aire comprimido.....	36
2.11	Dimensionamiento de la tubería en el sistema de generación de aire comprimido.	36
2.12	Dimensionamiento del <i>manifold</i>	37

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS.....	40
3.1 Consumo real de aire comprimido en la planta.....	40
3.2 Evaluación de los Compresores	42
3.2.1 Carga	42
3.2.2 Rendimiento	43
3.2.3 Costo de Energía Eléctrica.....	44
3.2.4 Costo de mantenimiento por scfm producido.....	47
3.2.5 Costo de scfm por la depreciación de los compresores.....	48
3.2.6 Costo de Operación.....	48
3.3 Propuestas de mejora del Sistema de Aire Comprimido	49
3.3.1 Mejoras en el Sistema de Generación.....	49
3.3.2 Mejoras En la Red de Distribución.....	50
3.3.3 Mejoras en el Sistema de Tratamiento	53
3.4 Análisis de Retorno de Inversión	55

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	57
4.1 Conclusiones:.....	57
4.2 Recomendaciones:.....	58

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
CAGI	Compressed Air and Gas Institute
SCFM	Pie cúbico por minuto estándar
P&ID	<i>Piping & Instrumentation Diagram</i>
PSI	Pound-force per Square Inches

SIMBOLOGÍA

- Φ Humedad Relativa
- ∅ Diámetro de Tubería

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1-1 Compresores de la planta de estudio.....	1
Fig. 1-2 Proceso de Fabricación de línea blanca por áreas.	3
Fig. 1-3 Sistema de Generación de aire comprimido.	5
Fig. 1-4 Red abierta. Fuente (Belfor II).....	7
Fig. 1-5 Red Cerrada. Fuente (Belfor II).....	8
Fig. 1-6 Red Interconectada. Fuente (Belfor II)	9
Fig. 2-1 <i>Datalogger</i> – Medidor de Flujo.....	15
Fig. 2-2 Equipo <i>VP Flow Scope</i> - Medidor de flujo, temperatura y presión.....	15
Fig. 2-3 Medición del Flujo en tubería principal- Cuarto de Compresores	16
Fig. 2-4 Medición del Flujo - Cuarto de Compresores	17
Fig. 2-5 Pérdidas de caudal en la Planta.	18
Fig. 2-6 Medición del Flujo en la Tubería Principal del Cuarto de Compresores II Turno	19
Fig. 2-7. Demanda de Aire en Pintura Cabina 2.....	20
Fig. 2-8 Pérdida en Pintura Cabina 2.....	20
Fig. 2-9 Medición del Flujo en Cabina 2 – Área Pintura	21
Fig. 2-10 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso Cabina 1 – Área Pintura.....	22
Fig. 2-11 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso Cabina 1 – Área Pintura.....	23
Fig. 2-12 Pérdidas Cabina 1 – Área Pintura.....	23
Fig. 2-13 Medición del Flujo – Ensamble	24
Fig. 2-14 Medición del Flujo–Ensamble	25
Fig. 2-15. Pérdidas de Flujo – Ensamble	25
Fig. 2-16 Medición del Flujo – Línea 1 – Ensamble.....	26
Fig. 2-17 Medición del Flujo – Línea 1 – Ensamble.....	26
Fig. 2-18 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso – Línea 1 – Ensamble	27
Fig. 2-19 Medición del Flujo– Sala de Compresores.....	30
Fig. 2-20 Medición del Flujo – Sala de Compresores.....	30
Fig. 2-21 Medición del Flujo– Sala de Compresores.....	31
Fig. 3-1 Consumo de Aire Comprimido en la Planta	41
Fig. 3-2. Pérdidas en la Planta.....	42
Fig. 3-3 Carga y descarga de los Compresores.....	43
Fig. 3-4 Esquema del <i>manifold</i> para una mejor distribución de la red	51
Fig. 3-5 Tubería de cuello de ganso para la red de ensamble.	53

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Calidad del Aire Comprimido.	4
Tabla 2-1 Descripción de los Compresores de la Planta.....	12
Tabla 2-2 Volumen de almacenamiento en sala de compresores.....	12
Tabla 2-3 Descripción de los secadores en sala de compresores.....	13
Tabla 2-4. Consumo de Aire Comprimido en las Áreas de la Planta.....	27
Tabla 2-5. Herramientas en área de cocinas de inducción.....	28
Tabla 2-6 Consumo Real Ensamble	29
Tabla 2-7 Dimensionamiento de tanque de almacenamiento.....	33
Tabla 2-8 Volumen de agua contenida en tuberías debido a la humedad.....	35
Tabla 2-9 Área para tubería del <i>manifold</i>	38
Tabla 3-1 Demanda y Pérdidas por fugas de la planta	40
Tabla 3-2 Consumo de Aire Comprimido en las áreas de la planta.....	40
Tabla 3-3 Consumo real y pérdidas en las áreas.....	41
Tabla 3-4 Demanda y Pérdidas Totales en la Planta	41
Tabla 3-5 Rendimiento de los Compresores.....	44
Tabla 3-6 Costo del Kilovatio Hora en la Industria	45
Tabla 3-7 Costo de la Energía Eléctrica del Sistema Actual	45
Tabla 3-8 Costo de la Energía Eléctrica debido a Pérdidas	46
Tabla 3-9 Costo de energía eléctrica por scfm producido	46
Tabla 3-10. Horas anuales trabajadas	47
Tabla 3-11 Costo de Mantenimiento por scfm.....	47
Tabla 3-12 Costo por Depreciación de Compresores	48
Tabla 3-13 Costo Total de producción del Scfm	48
Tabla 3-14 Capacidad considerada para el rediseño	49
Tabla 3-15 Diámetro de tubería actual.....	51
Tabla 3-16 Diámetro de Tubería – Demanda 20 %.....	52
Tabla 3-17 Diámetro Tubería – red de distribución actual.....	52
Tabla 3-18. Parámetros necesarios para seleccionar el secador	54
Tabla 3-19. Resumen de los costos del rediseño del sistema.....	54
Tabla 3-20. Resumen de ahorro-propuestas de mejora a largo plazo.....	54

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Sala de Compresores Diseño Actual
- PLANO 2 Red de Distribución Actual
- PLANO 3 Área de ensamble diseño actual
- PLANO 4 Sala de Compresores nuevo Diseño
- PLANO 5 Sala de Compresores nuevo Diseño-Isométrico
- PLANO 6 Red de Distribución nuevo diseño
- PLANO 7 Área de Ensamble Nuevo Diseño
- PLANO 8 Compresores Eliminados Nueva Propuesta
- PLANO 9 *P&ID* Sala de Compresores diseño actual
- PLANO 10 *P&ID* Sala de Compresores- Línea Principal
- PLANO 11 *P&ID* Sala de Compresores nuevo diseño
- PLANO 12 Diseño del *Manifold*
- PLANO 13 Plano Descriptivo del *Manifold*

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad casi el 90% de las industrias (SILVENT, 2013) poseen sistemas de aire comprimido, utilizando este recurso a escala industrial debido a su facilidad, disponibilidad y seguridad en el manejo de las herramientas, accionamiento de máquinas y funcionamiento de equipos neumáticos.

El aire comprimido es aire atmosférico común que se ha comprimido a una presión más alta que la presión atmosférica. Para poder realizar este proceso el compresor se alimenta de energía eléctrica. Se utiliza aire comprimido por su rapidez de respuesta mayor que la energía hidráulica y la materia prima (aire) se toma en la cantidad necesaria totalmente gratuita.

Las máquinas, herramientas y equipos neumáticos de la planta objeto del presente estudio establecen una demanda de aire comprimido que debe ser provista por el sistema de generación instalado en la planta. Para esto, los compresores (ver Figura 1.1) deben generar el suficiente volumen de aire comprimido que cubra la demanda y con las condiciones de trabajo requeridas.



Fig. 1-1 Compresores de la planta de estudio

Fuente: Mabe - Ecuador

1.1 Descripción del problema

La planta objeto de estudio actualmente presenta un consumo de energía anual de \$ 323,238.05 del cual el 24% corresponde al sistema de aire comprimido. Mediante una inspección se observan inconvenientes en el sistema que se presume ocasionan este porcentaje de consumo. Se encuentra bajantes de la red de distribución sin utilizar, además de una red distribuida de forma inadecuada; pérdidas en accesorios y uniones de tuberías. Los secadores no operan, y se desconoce si los compresores se encuentran operando bajo condiciones requeridas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Realizar un análisis del sistema de aire comprimido de la planta y presentar una propuesta de mejora, de tal manera que reduzca el 10% el consumo de energía eléctrica.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar el consumo real de aire comprimido de la planta, con el propósito de conocer la demanda actual de aire comprimido.
- Determinar la capacidad de generación de aire comprimido con el fin de conocer si la capacidad instalada cubre la demanda real en todas las áreas.
- Determinar el consumo real de aire comprimido en las áreas operativas de la planta, con el fin de conocer si el sistema de generación y la red de distribución se encuentran correctamente diseñados e instalados.
- Realizar un análisis del funcionamiento de los compresores, en cuanto al caudal que ofrecen y la potencia de trabajo, para establecer un plan de operación adecuado acorde a la demanda de la planta.
- Determinar cuál es el área de mayores pérdidas en la planta mediante las mediciones realizadas con el fin de presentar una propuesta de mejora en el diseño de la red de distribución.
- Inspeccionar los secadores de aire para determinar si pueden ser rehabilitados, caso contrario, presentar una propuesta de adquisición de equipos nuevos con el fin de que los compresores trabajen en condiciones requeridas sin peligro de corrosión.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Diagrama del Proceso de Producción en Planta

La fabricación de electrodomésticos en la planta objeto de estudio se ejecuta siguiendo una planificación y luego un proceso de producción de acuerdo a la Fig. 1.2.

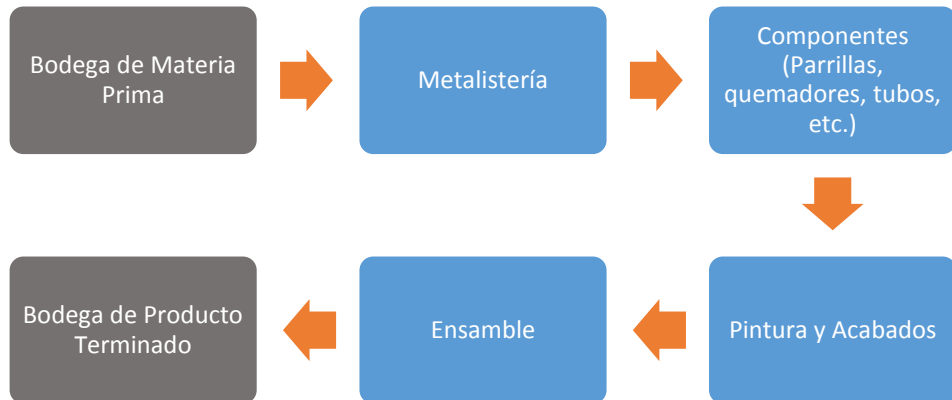


Fig. 1-2 Proceso de Fabricación de línea blanca por áreas.

Fuente: Mabe-Ecuador.

1.3.2 Situación Actual de la Planta

Área de Metalistería.- Se encuentran tres líneas de producción donde las láminas de acero cortadas a las medidas estandarizadas que se reciben, pasan por el proceso de troquelado en prensas hidráulicas y neumáticas, se eliminan rebabas y pulen. Las componentes laterales de las cocinas pasan al área de pintura o esmaltado de acuerdo al modelo.

Área de Pintura.- Las componentes laterales pasan por un proceso de fosfatizado que ayuda a evitar la corrosión del metal y facilita la adherencia de la pintura. Luego de esto, son enviadas a las cámaras de pintura donde mediante la electrólisis, pistolas automáticas y manuales le impregnarán la pintura en polvo.

Área de Esmaltado.- Aquí se pintan las componentes laterales de acuerdo al modelo de cocina con pintura líquida a soplete.

Área de Ensamble.- Se tiene un área de pre-ensamble donde se ensamblan las partes internas de las cocinas que corresponde a cañerías y tubos, además de armar el circuito eléctrico. Dos celdas donde se ensamblan las piezas y arma la puerta del horno, el vitral superior de la cocina. Una celda donde se realizan las pruebas a las

cocinetas de inducción. Tres líneas de producción, donde se ensamblan las cocinas de acuerdo al modelo establecido. En esta área se utilizan herramientas y equipos neumáticos.

Sala de Máquinas.- Consta de 6 compresores de tornillo, 4 tanques pulmón, 4 secadores de aire, 3 calderos, 1 equipo de generación de energía mecánico, 1 tanque de almacenamiento de combustible, 1 ablandador de agua, 3 bombas y 2 depósitos de agua, una bomba de combustible y las tuberías de salida a la distribución de aire comprimido.

1.3.3 Normas

A continuación se mencionan algunas de las normativas que rigen las instalaciones de aire comprimido de la planta objeto de estudio.

- **Norma ISO 8573:** Esta norma especifica la calidad del aire dividiéndola en 6 clases las cuales se listan en la Tabla 1.1. En las instalaciones de aire comprimido, los compresores, secadores, y filtros deben cumplir con la clase 1.4.3 de la Tabla 1-1.

Tabla 1-1 Calidad del Aire Comprimido.

Fuente: Normas ISO 8573-1: 2001. Elaboración Propia.

Calidad del aire comprimido ISO 8573-1: 2001					
Calidad	SÓLIDOS			AGUA	ACEITE Y VAPOR DE ACEITE
Clase	Número máximo de partículas por m ³			Punto de condensación de la presión °C	mg/m ³
	0,1-0,5 micras	0,5-1 micras	1-5 micras		
0	Según especificaciones de usuario final o fabricante, y más estricta que la Clase 1				
1	100	1	0	-70	0,01
2	100000	1000	10	-40	0,1
3	-	10000	500	-20	1
4	-	-	1000	3	5
5	-	-	20000	7	-
6	-	-	-	10	-

- **Normas ISO 1217.-** Los compresores de las instalaciones de aire comprimido deben cumplir con ésta normativa.
- **Normas DIN.-** Para temas de normalizado de tuberías, accesorios, codos, reducciones, bridas se utilizan las Normas DIN
- **Normas ISO 1219-1: 2012-06, 1219-2: 2012-09.-** Simbología para identificación de componentes en esquemas neumáticos y eléctricos

- **Norma UNE 216501:2009.-** Requisitos de las Auditorías Energéticas
- **UNE –EN 13480-3.-** Normas para Espesores de Tubería.
- **Especificaciones CAGI.-** Instituto de Gas y Aire Comprimido
- **NORMA ANSI ASME B.31.1,** Tuberías y Sistemas de Potencia.
- **NORMA: ASME B16.5 – 2003.** Norma para tuberías y accesorios bridados.

1.3.4 Sistema de Aire Comprimido

Las instalaciones de producción de aire comprimido están conformadas por un sistema de generación que incluye por lo general el compresor y una estación de preparación del aire para el uso específico que se le vaya a dar, y una red de tuberías de distribución del aire (Ver Figura. 1.3).

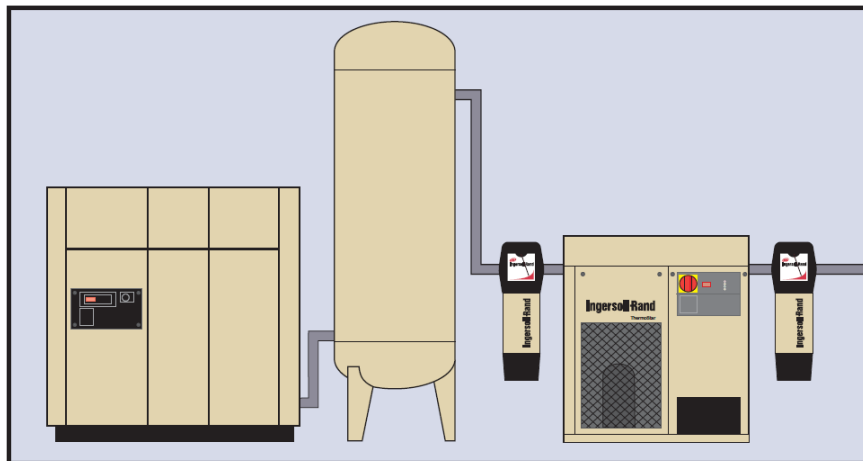


Fig. 1-3 Sistema de Generación de aire comprimido.

Fuente (Ingersoll Rand)

1.3.4.1 Estación de Generación.

A continuación se describe brevemente los componentes de una estación de generación de aire comprimido (Kaeser, 2015).

Compresores.- Aspiran aire en condiciones normales (presión y temperatura atmosféricas) y lo comprimen hasta una presión mayor, cumpliendo una función similar a la de las bombas en fluidos incompresibles.

Filtros de línea.- En la toma de aire de cada compresor debe existir un filtro de aspiración eficaz para separar impurezas, con baja resistencia al flujo de aire, con buena capacidad de acumulación, el cual es instalado con el propósito de eliminar

impurezas que puedan ocasionar daños como desgaste excesivo en el pistón, cilindros, anillos, entre otros.

Antes y después del secador, se instala un pre-filtro para absorción de suciedad, óxido, cascarillas, y un post-filtro para absorción de polvo (ambos absorben partículas interceptables $> 1 \mu\text{m}$ clase 2 y partículas residuales de aerosol $< 1 \text{mg}/\text{m}^3$ clase 3) de acuerdo con la norma ISO 8573-1: 2001 que regula la calidad del aire.

Tanque Acumulador.- El depósito acumulador de aire o tanque pulmón sirve como elemento regulador para absorber las variaciones de consumo de energía de la red, amortiguar pulsaciones provenientes de las unidades compresoras y también ayuda a enfriar y separar el condensado del aire.

Secador.- Los secadores de aire por refrigeración son utilizados para realizar un intercambio de calor entre el aire y el refrigerante usado, de ésta manera se elimina la existencia de agua en el fluido lo que contribuye al cuidado de los componentes neumáticos de los equipos de generación de aire comprimido.

1.3.5 Alternativas de Diseño de Redes de Distribución. Fuente (Belfor II)

En esta sección se mencionan las alternativas de diseño correspondientes a la red de distribución, se revisan de manera breve los tipos de redes de distribución de aire así como sus características principales y se propone escoge un tipo específico de red para cumplir con los objetivos del presente trabajo.

Red Abierta: Está constituida por una sola línea principal (Ver Figura 1-4) en la que nacen las líneas secundarias y las de servicios que se derivan luego hacia las respectivas áreas y puntos de consumo.

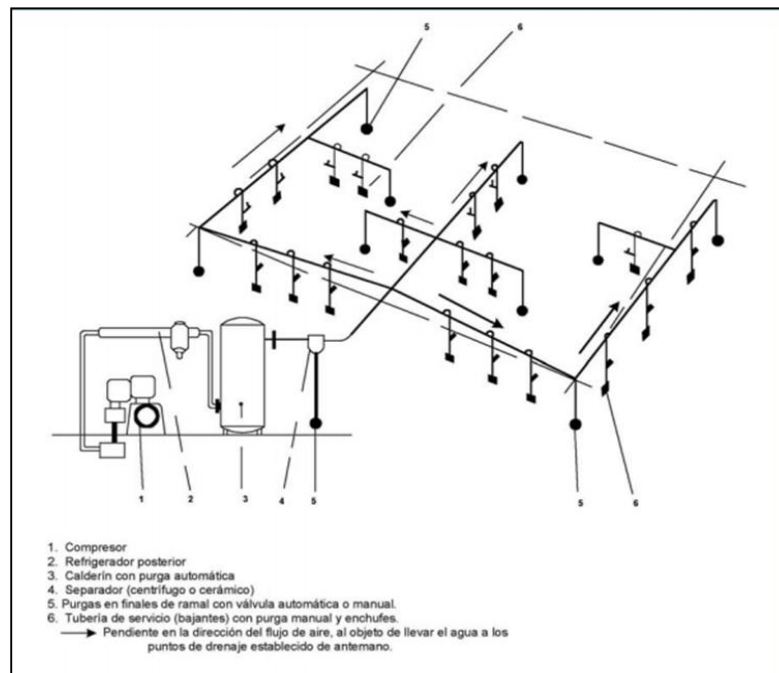


Fig. 1-4 Red abierta. Fuente (Belfor II)

Ventajas

Se requiere poca inversión para su instalación ya que se reduce el número de tuberías, accesorios, mano de obra.

En este tipo de red se pueden colocar tuberías con cierta inclinación en sentido del flujo para ayudar a la evacuación de condensados, instalándose al final de la línea una válvula de purga.

Desventajas

El mantenimiento es la mayor desventaja en este tipo de red, ya que para realizar los trabajos de mantenimiento se debe cortar el suministro de aire en la línea afectada, desde el punto de corte hacia abajo, lo que ocasiona paradas en la producción para esa línea y las que dependan de ella.

Red Cerrada. La línea principal de la red que se muestra (Ver Figura 1-5) constituye un anillo. La inversión inicial que se requiere para este tipo de diseño es mayor que en la red abierta.

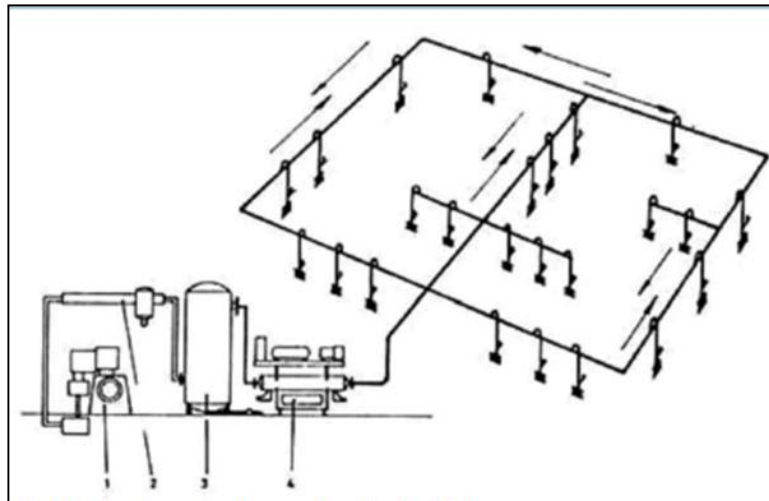


Fig. 1-5 Red Cerrada. Fuente (Belfor II)

Ventajas

Debido a su recirculación disminuyen los problemas de abastecimiento. Por lo que es confiable que el aire comprimido llegue a los puntos de consumo, siempre y cuando no ocurra un re direccionamiento del flujo, debido a que alguna línea quedo inhabilitada.

- Facilita las labores de mantenimiento ya que en ciertas partes puede ser aislada sin afectar la producción.
- Las líneas de consumo se alimentan al conectarse a la red principal por medio de derivaciones. Así se evita llevar el condesado que se acumula en la red a los puntos de uso.

Desventajas

La incertidumbre en la dirección del flujo es una desventaja a considerar, ya que la dirección del flujo en algún punto de la red dependerá de las demandas puntuales por lo que el flujo de aire cambiará de dirección dependiendo del consumo.

Red Interconectada

El diseño es similar a la cerrada (Ver Figura 1-6) pero se le implementa un bypass entre las líneas principales.

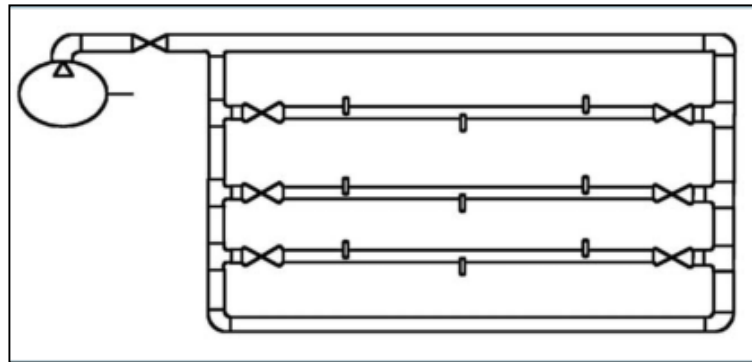


Fig. 1-6 Red Interconectada. Fuente (Belfor II)

Ventaja

Con éste sistema el mantenimiento se facilita.

Desventaja

Requiere una inversión inicial más alta en relación a los otros dos tipos de redes. Analizando las ventajas y desventajas de los tipos de redes de distribución, se tiene que la más apropiada es la red interconectada, la cual se considera en el nuevo diseño.

1.3.6 Caídas de Presión en Tuberías

La caída de presión por fricción en tuberías se la puede obtener teóricamente mediante la ecuación de DARCY-WEISBACH (White, 2004)

$$\Delta P_f = f \frac{\rho L V^2}{2D} \quad \text{Ecuación 1-1}$$

Donde:

ΔP_f : Caída de presión por fricción en una tubería [Pa]

f: Factor de fricción (función del Número de Reynolds y de la rugosidad relativa)

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³]

L: Longitud de la tubería [m]

V: Velocidad del fluido [m/s]

D: Diámetro de la tubería [m]

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

El primer paso para la propuesta de mejora de la red de aire comprimido de la planta objeto de estudio es realizar la toma de los caudales de aire en Sala de Compresores y en la red que ingresa a las áreas de Ensamble y las dos cabinas del área de Pintura, se miden las presiones, corrientes y temperaturas de trabajo de los compresores las 24 horas durante una semana; para éste propósito se utilizó un medidor de flujo VP *Flow Scope* y para la medición de consumo energético, el *software LOGAIR3.0*. En la Figura 2.1 se muestra el diagrama de flujo del proceso de análisis del presente trabajo.

Se realiza el diagrama P&ID de la Sala de compresores (ver Anexo-Plano 1) y de las áreas críticas de la red de distribución. Se analiza el funcionamiento de los compresores, secadores, tanque de almacenamiento y tubería. Se cuantifican las pérdidas por fugas, las caídas de presión, consumo de energía eléctrica del sistema de generación. Se hace un análisis del costo de las pérdidas por fricción y fugas, el costo del mantenimiento preventivo de compresores y secadores, se proponen varias alternativas de mejora y se determina cuál es la más viable a corto y a largo plazo.

2.1 Diagrama de Flujo del Proceso de Análisis



2.2 Sistema de Generación de Aire Comprimido

Se recopila información sobre el sistema de generación de aire comprimido actualmente instalado. La planta actualmente trabaja dos turnos, durante el primer turno de 8h00 a 16h00 trabajan dos compresores y en el segundo turno de 16h00 a 24h00 solo trabaja uno debido a que la demanda de aire disminuye, en ocasiones en alguna de las áreas extiende sus horas de operación hasta las 20h00 horas.

El sistema de generación de aire comprimido de la planta está formado por 6 compresores, 5 secadores, 4 tanques acumuladores.

La Tabla 2-1 muestra las presiones de trabajo, potencias y capacidades de los compresores.

Tabla 2-1 Descripción de los Compresores de la Planta

EQUIPO	MARCA	POTENCIA	CAPACIDAD	PRESIÓN MÁXIMA
		(HP)	(SCFM)	(PSI)
Compresor 1	Atlas Copco	100	482	125
Compresor 2	Ingersoll Rand	150	690	115
Compresor 3	Atlas Copco	200	925	125
Compresor 4	Sullair	150	631	150
Compresor 5	Ingersoll Rand	100	455	115
Compresor 6	Sullair	125	587	125

La Tabla 2-2 muestra las capacidades de los tanques de almacenamiento en m³ y litros.

Tabla 2-2 Volumen de almacenamiento en sala de compresores

Tanque Almacenamiento	Capacidad [lt]	Capacidad [m3]
1	2650	2.65
2	2140	2.14
3	2340	2.34
4	2100	2.1
Total	9230	9.23

Ninguno de los secadores se encuentra operativo. La Tabla 2-3, muestra las características de los secadores.

Tabla 2-3 Descripción de los secadores en sala de compresores

Equipo	Marca	Modelo	Capacidad	Unidad
Secador 1	Sullair	SR - 700	700	cfm
Secador 2	Atlas Copco	FD 605	605	Lt/s
Secador 3	Beta	CF 2000	----	----
Secador 4	Ingersoll Rand	TM 1400	----	----
Secador 5	Sullair	SRL-800	800	cfm

2.3 Red de Distribución Actual

Se realiza levantamiento de información, dibujo de planos isométrico y P&ID del sistema de generación y la red de distribución de la planta (Ver Anexo - Planos 1, 2, 3 y 9).

La red de distribución de la planta está compuesta de tubería ASTM A53 Grado B, cedula 40 de Ø4", Ø3", Ø2", Ø1", Ø1/2".

El diseño actual de la red de distribución es tipo abierta (Ver Figura 1-4), cuenta con una tubería principal de Ø4" que parte desde sala de compresores. De la tubería principal se derivan dos secundarias de Ø2" que alimentan de manera independiente a las cabinas 1 y 2 del área de pintura, una de Ø4" que alimenta el área de ensamble, tres de Ø2" que alimentan el área de esmaltado y varias derivadas de Ø1" y Ø2" que alimentan directamente las prensas del área de metalistería.

2.3.1 Descripción de la red del área de ensamble: Red abierta.

- Tubería principal de Ø4", en hierro negro.
- Tubería secundaria de Ø 2" y Ø 1", en hierro negro.
- Tubería de servicio de Ø ½", las bajantes son galvanizadas.
- Se encontraron pérdidas en la red, además de líneas secundarias y de consumo sin utilizarse.

2.4 Mantenimiento de los Compresores

El plan de mantenimiento de los compresores se lo ejecuta de acuerdo al número de horas de operación.

El mantenimiento mayor se lo realiza cada 4000 horas de trabajo o 1 vez al año, este mantenimiento consiste en:

- Cambio de aceite
- Cambio de filtro de aceite
- Cambio de filtro de aire

- Cambio de los separadores
- Cambio de empaques para separador

El mantenimiento preventivo mensual consiste en:

- Limpieza del enfriador
- Limpieza del filtro de aire
- Engrase de rodamientos del motor
- Verificación del nivel de aceite
- Identificación de posibles ruidos

El programa de mantenimiento de los compresores consta del cambio de partes detalladas en el Anexo 1 y se obtuvo el costo anual el cual es de \$ 28.987,24 dólares. Para mayor detalle de la información acerca de los costos se acude a los Anexos 32, donde se muestran las cotizaciones realizadas.

2.5 Auditoría Energética en el Sistema de Aire Comprimido

Se realiza una auditoría energética en el sistema de aire comprimido de la planta. El análisis del monitoreo de variables permite recopilar la información necesaria para tomar decisiones para permitir el ahorro de energía en el sistema de aire comprimido, lo cual constituye una auditoría energética. La referida auditoría se realiza a través de una compañía especializada y los datos obtenidos por ésta son la base para el análisis y posterior propuesta de mejora de la red de suministro de aire comprimido. La instalación y medición con los equipos tiene un costo de \$2.218,22.

2.6 Descripción del proceso de estudio

En ésta sección se describen los equipos de medición durante la etapa de toma de datos y los pasos seguidos para la instalación y procesamiento de la información obtenida.

2.6.1 Equipos de Medición

Datalogger: El equipo mostrado en la Figura 2.1 utiliza dos sensores, uno de corriente y otro de presión, en una tarjeta de control recolecta la información. Requiere un software en el cual por las gráficas obtenidas determina el caudal de consumo de aire en base al consumo de energía

Posee un lector de corriente que baja la señal de control de 0 a 5 voltios. Ejemplo: 400 Amperios equivalen a 5 voltios.

Mediante éste equipo Marca: *LOGAIR3.0*, es posible obtener lecturas de presión, caudal y consumo de energía eléctrica en los seis compresores. Con este resultado se conoce el estado de operación de los equipos.



Fig. 2-1 Datalogger – Medidor de Flujo

Fuente: Mabe - Ecuador

VP Flow Scope: Mediante éste equipo (Ver Figura 2.2) se determina mediante un software la presión, temperatura y flujo. Es un tipo de termistor que posee un sensor de temperatura, el cual calcula el flujo en base a las diferencias de temperatura antes y después del sensor.

Se coloca a una distancia de 20 diámetros antes y 5 diámetros después de cualquier accesorio que se encuentre en el tramo de tubería donde se requiere medir.

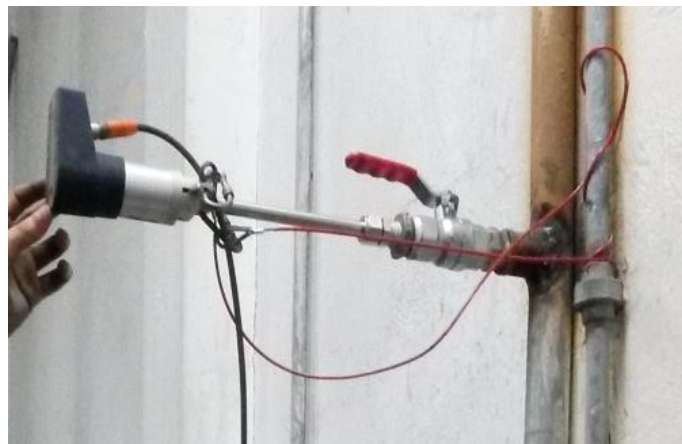


Fig. 2-2 Equipo VP Flow Scope - Medidor de flujo, temperatura y presión

Fuente: Mabe - Ecuador

Se instalaron dos equipos *Datalogger* en sala de compresores, en cada uno se conectaron tres compresores. Las mediciones se realizan durante 7 días las 24 horas.

2.6.2 Determinación de Demanda de aire en la planta

Mediante los registros de variación de flujo de aire proporcionado por el medidor de flujo *VP Flow Scope* en cada medición, se realizan las gráficas que permiten determinar la demanda de aire en la planta y en cada una de las áreas de consumo, así como las pérdidas. Se realiza la medición de flujo en la tubería principal de 4 pulgadas de diámetro que parte de sala de compresores, de la cual se derivan las tuberías secundarias que llegan a las áreas de consumo, con el fin de conocer el consumo de aire y la presión de trabajo. (Ver Fig. 2-3)

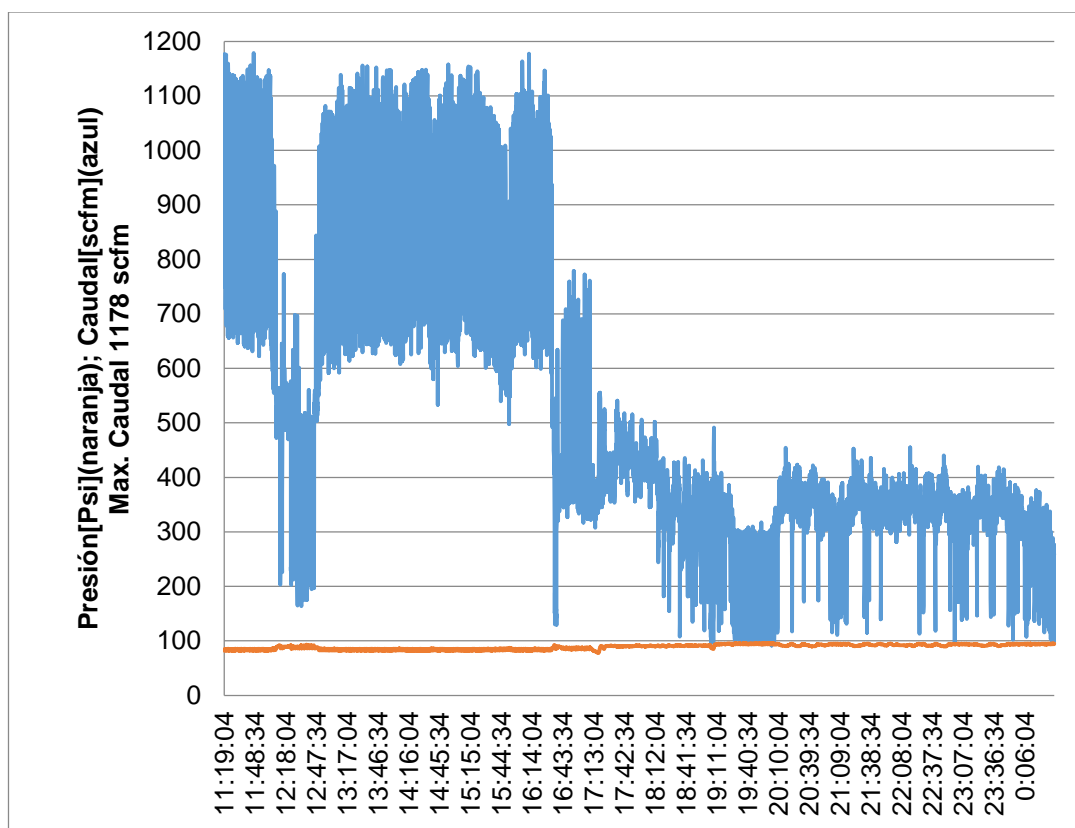


Fig. 2-3 Medición del Flujo en tubería principal- Cuarto de Compresores

Fuente: Mabe - Ecuador

En la Figura 2-4 se registra el flujo durante el horario de 8:00 a 16:40, que corresponde al primer turno, para conocer cuál es la demanda máxima de aire que consume la planta, incluyendo sus pérdidas.

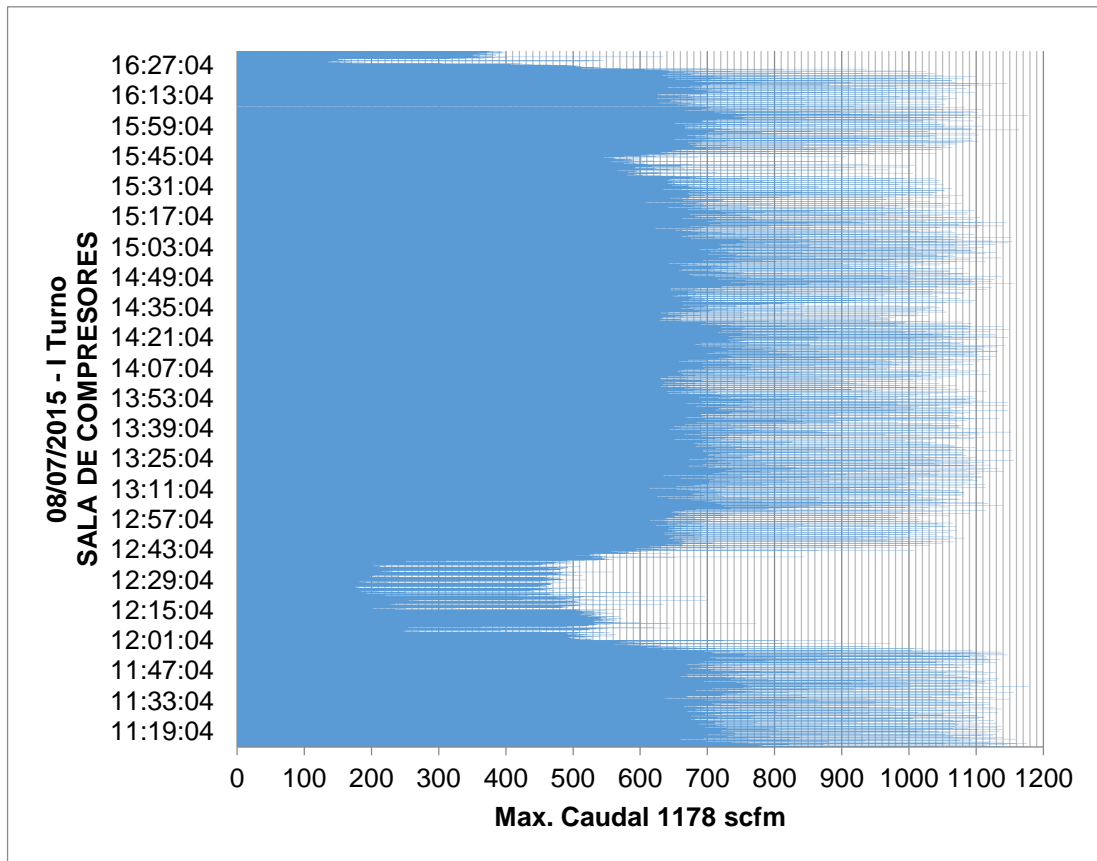


Fig. 2-4 Medición del Flujo - Cuarto de Compresores

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.3 Determinación de Pérdidas

Se registra el consumo de aire durante el segundo turno, en el horario de merienda del personal del área de metalistería, con el fin de conocer las pérdidas existentes, ya que ningún área de la planta se encuentra operando (ver Fig. 2-5). Todas las válvulas de ingreso a las áreas de consumo se encuentran abiertas.

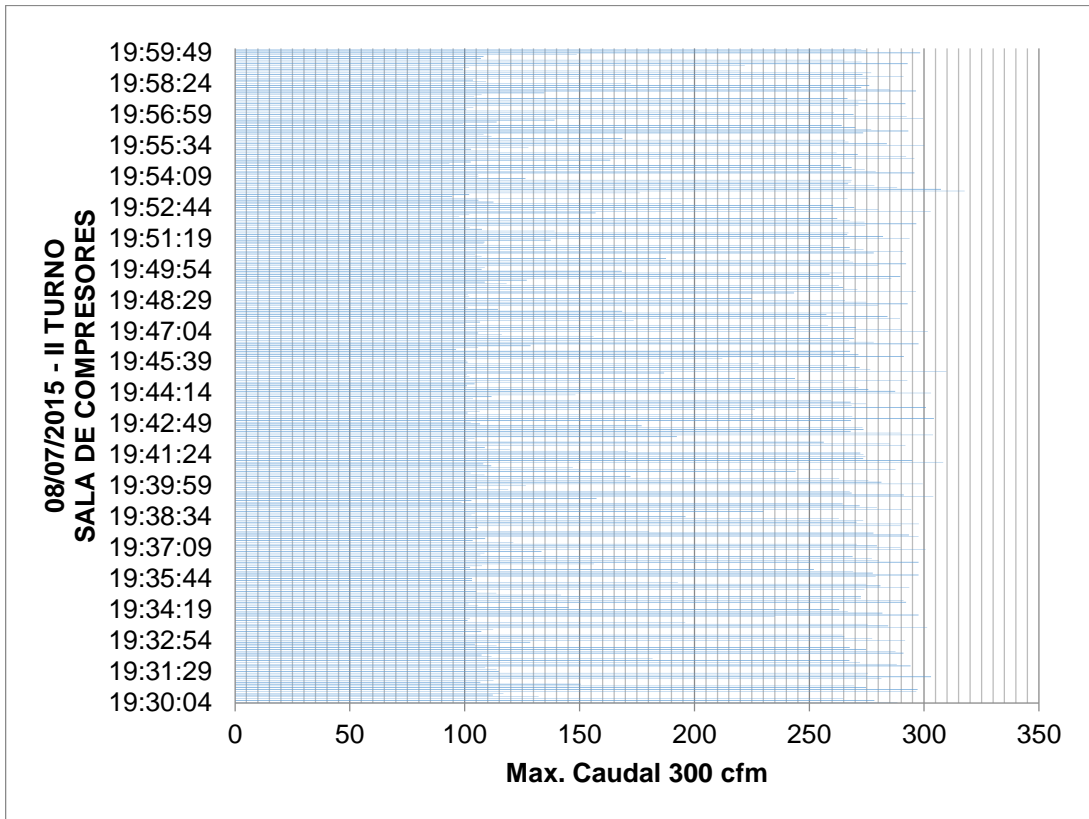


Fig. 2-5 Pérdidas de caudal en la Planta.

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.4 Demanda de aire en Metalistería

Se registra el flujo durante el segundo turno, cuando solo está operando el área de metalistería para obtener el valor del consumo real de aire comprimido del área, sin incluir las pérdidas. La demanda de aire del área de metalistería es el resultado de la diferencia entre el valor máximo de consumo de aire durante el segundo turno (Ver Fig. 2.6) y la pérdida total de la planta que se muestra en la Figura 2-5.

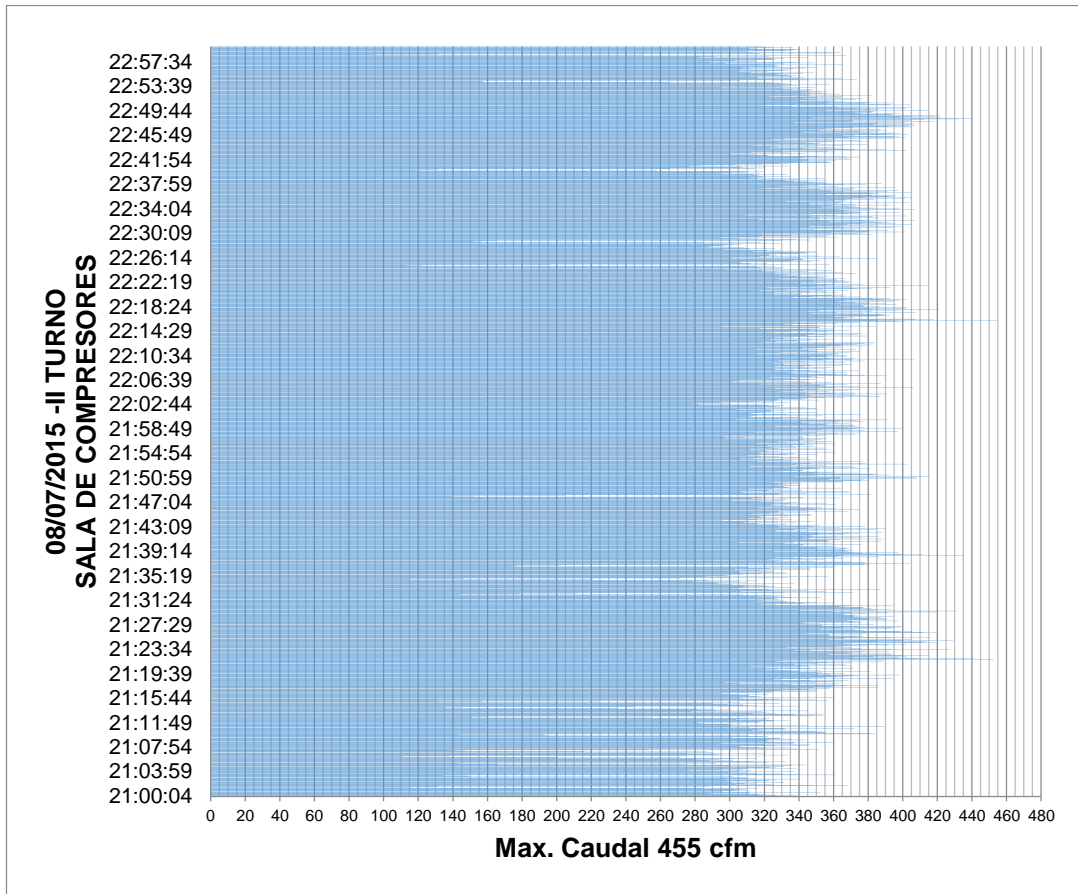


Fig. 2-6 Medición del Flujo en la Tubería Principal del Cuarto de Compresores II Turno

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.5 Determinación de la demanda de aire en el área de pintura

Cabina 2: Se realiza la medición de flujo en la tubería de 2 pulgadas de diámetro que alimenta a la cabina 2 del área de pintura. Se registra el consumo de aire durante el primer turno y en el horario de almuerzo con el fin de conocer las pérdidas del área. Se obtiene la gráfica de consumo de aire durante el primer turno (Ver Figura 2.7) y la gráfica de consumo de aire durante el horario de almuerzo del personal de la cabina (Ver Figura 2-8). En la Figura 2-9 se muestra también la presión y caudal de trabajo de la cabina 2.

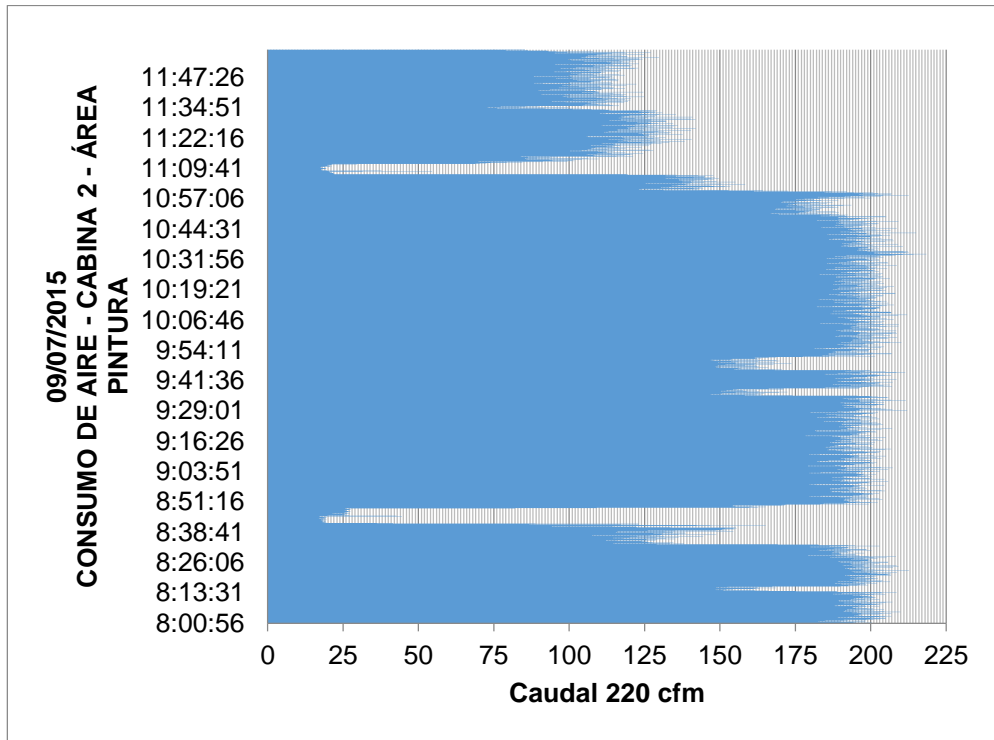


Fig. 2-7. Demanda de Aire en Pintura Cabina 2

Fuente: Mabe - Ecuador

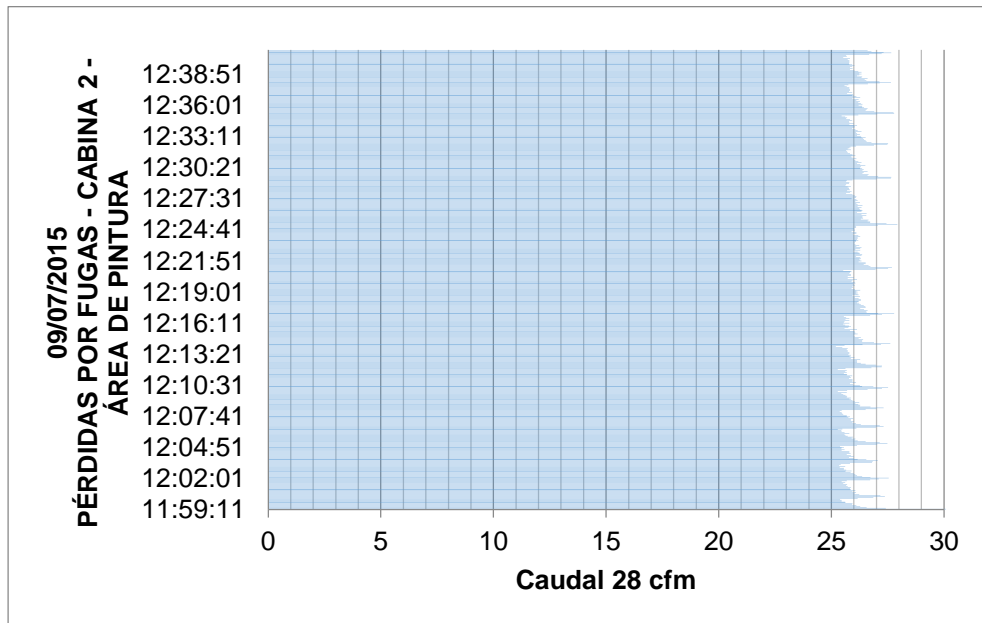


Fig. 2-8 Pérdida en Pintura Cabina 2.

Fuente: Mabe - Ecuador

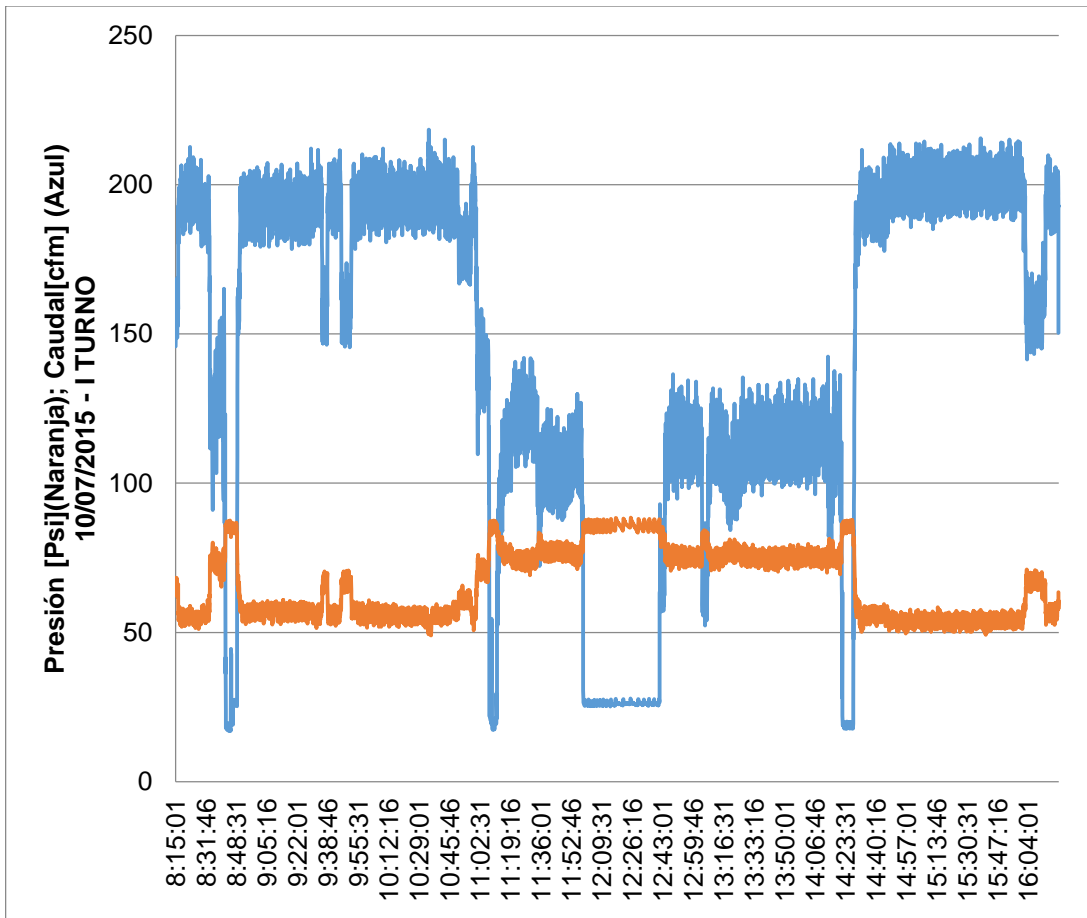


Fig. 2-9 Medición del Flujo en Cabina 2 – Área Pintura

Fuente: Mabe - Ecuador

Cabina 1: Se realiza la medición de flujo y registra el consumo de aire en la cabina 1 de pintura durante el primer y segundo turno, con el fin de conocer cuál es la demanda de aire y lo correspondiente a pérdidas. En el primer turno, es registrado el consumo de aire en el horario de la noche cuando en la cabina 1 no se está operando (ver Fig. 2-10, Fig. 2-11).

Debido a que durante el segundo turno la cabina 1 no se encuentra operando, el consumo que se registra en la gráfica (Ver Figura 2.12) representa la perdida en la cabina 1.

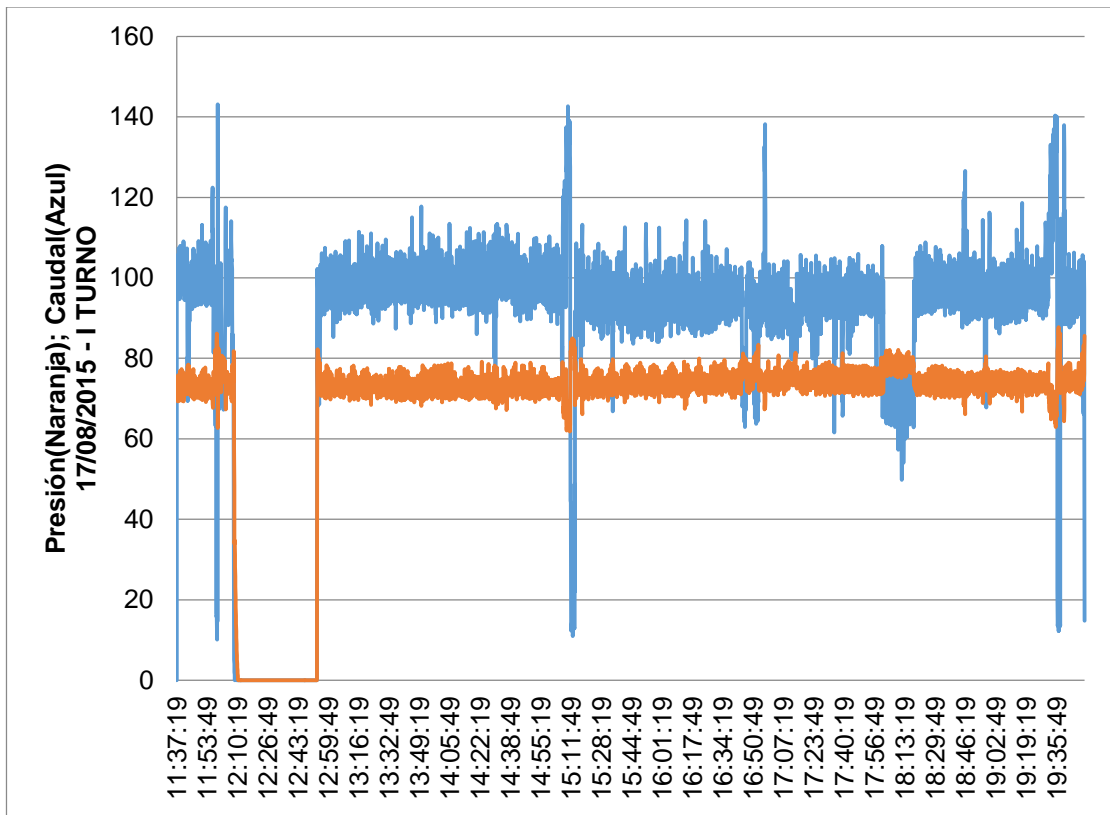


Fig. 2-10 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso Cabina 1 – Área Pintura

Fuente: Mabe - Ecuador

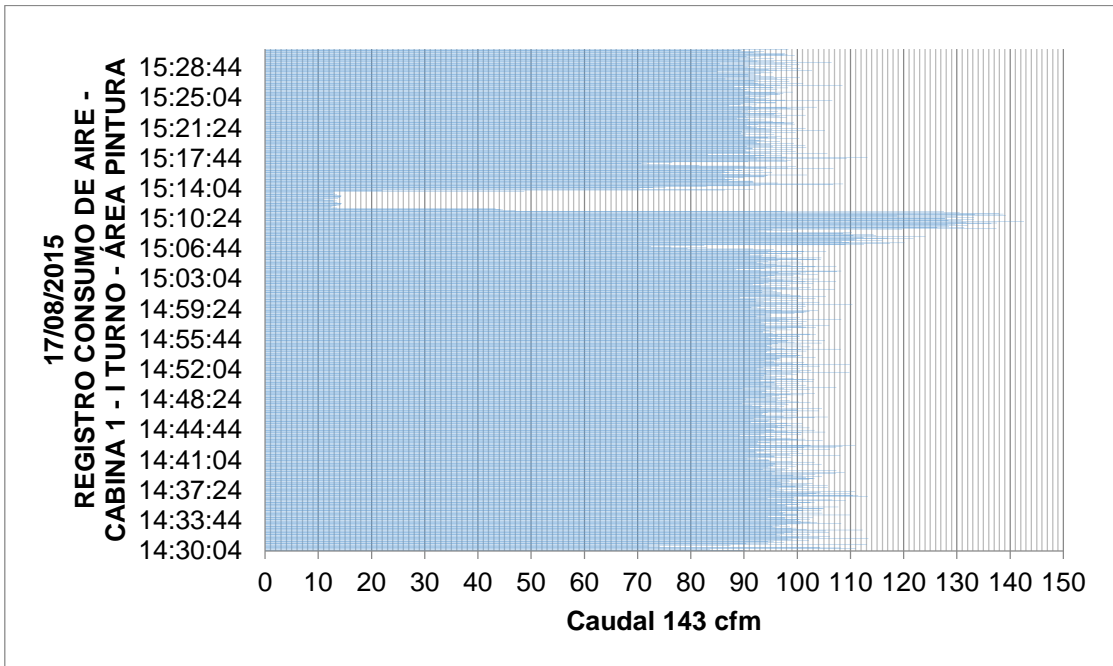


Fig. 2-11 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso Cabina 1 – Área Pintura

Fuente: Mabe - Ecuador

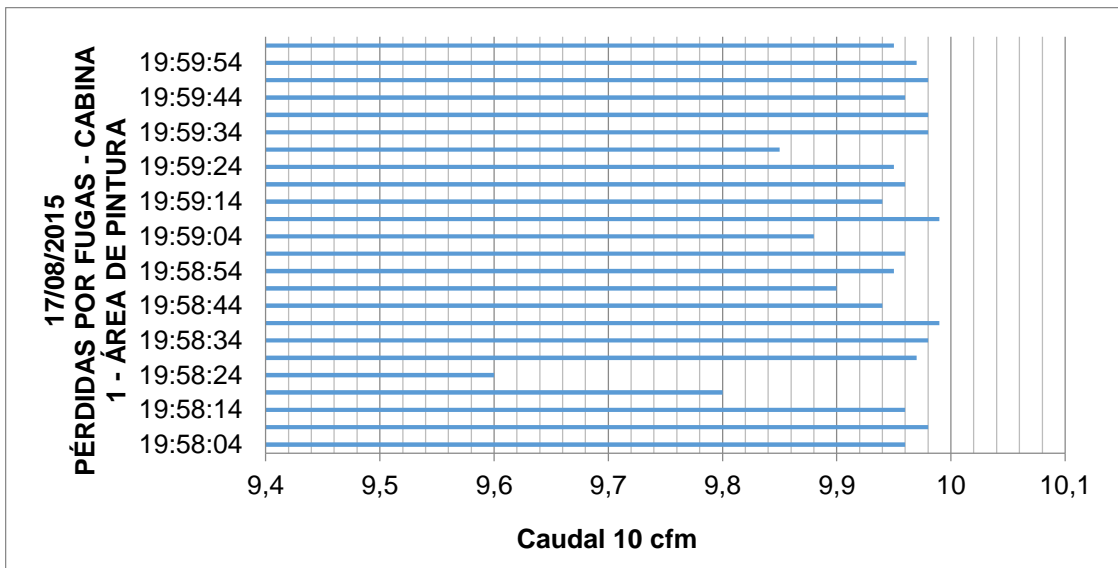


Fig. 2-12 Pérdidas Cabina 1 – Área Pintura

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.6 Demanda y Pérdidas de Aire Comprimido de Ensamble

Se realiza la medición de flujo en la tubería de ingreso del área de ensamble, que corresponde a una tubería de 4 pulgadas derivada de la tubería principal. Se registra el consumo de aire durante el primer y segundo turno, con el fin de conocer la demanda de aire y las pérdidas. (Ver Fig. 2-13 Fig. 2-14 Fig. 2-15).

El área de ensamble depende de la demanda y producción, no todas las secciones operan por igual, debido a esto el consumo en el área es variable.

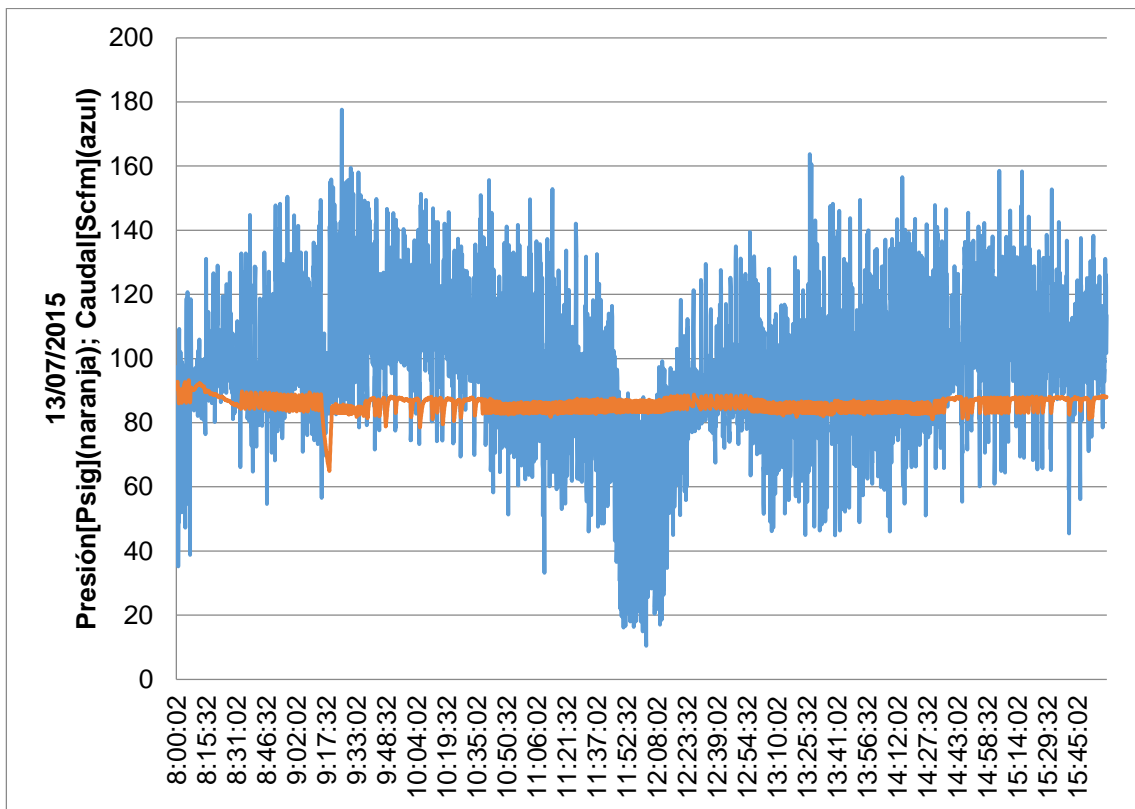


Fig. 2-13 Medición del Flujo – Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

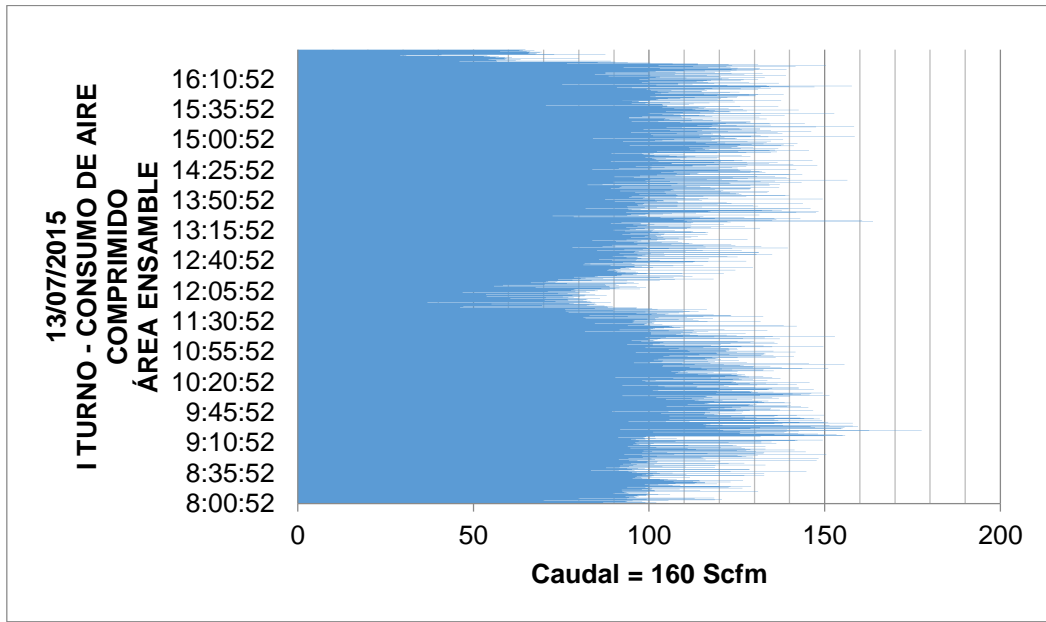


Fig. 2-14 Medición del Flujo-Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

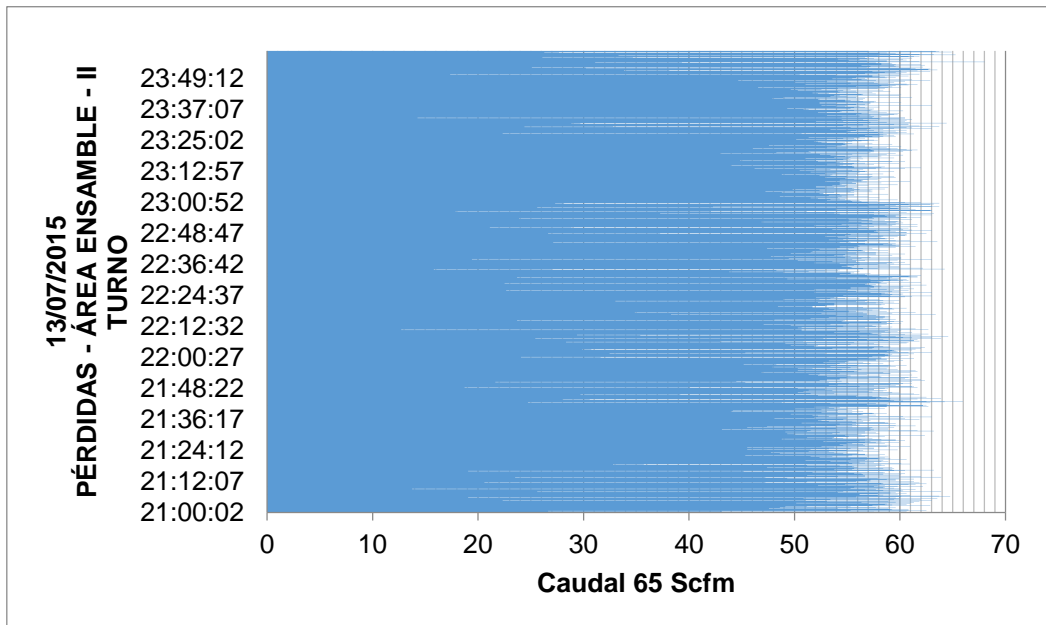


Fig. 2-15. Pérdidas de Flujo – Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.7 Consumo Medido en la Línea 1 de Ensamble

Se realiza una medición de flujo en la línea 1 del área de ensamble, para conocer el consumo de aire en la línea durante el primer turno y las pérdidas obtenidas en el horario de almuerzo del personal que opera en la línea (ver Fig. 2-16, Fig. 2-17, Fig. 2-18). Estas mediciones no corresponden a los consumos reales ya que el área no se encuentra operando a su capacidad máxima durante el tiempo que se realizaron las mediciones.

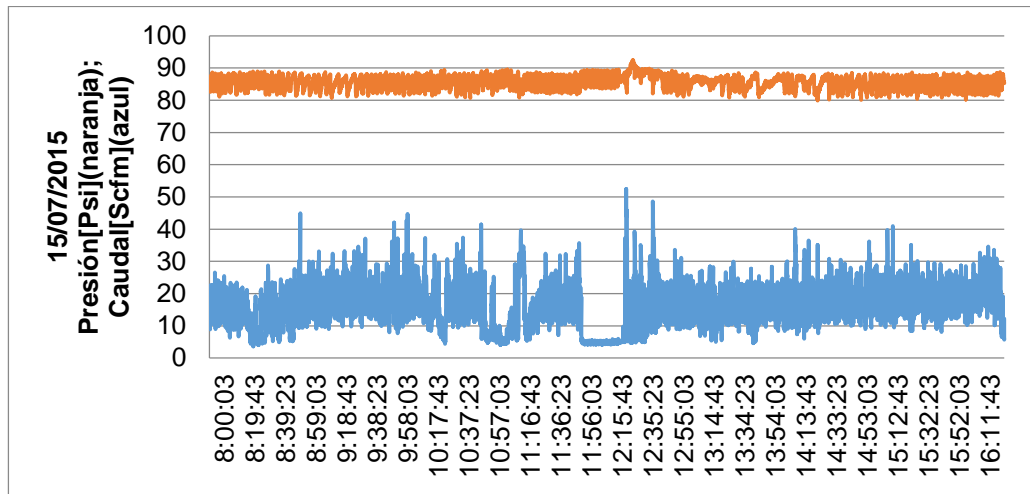


Fig. 2-16 Medición del Flujo – Línea 1 – Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

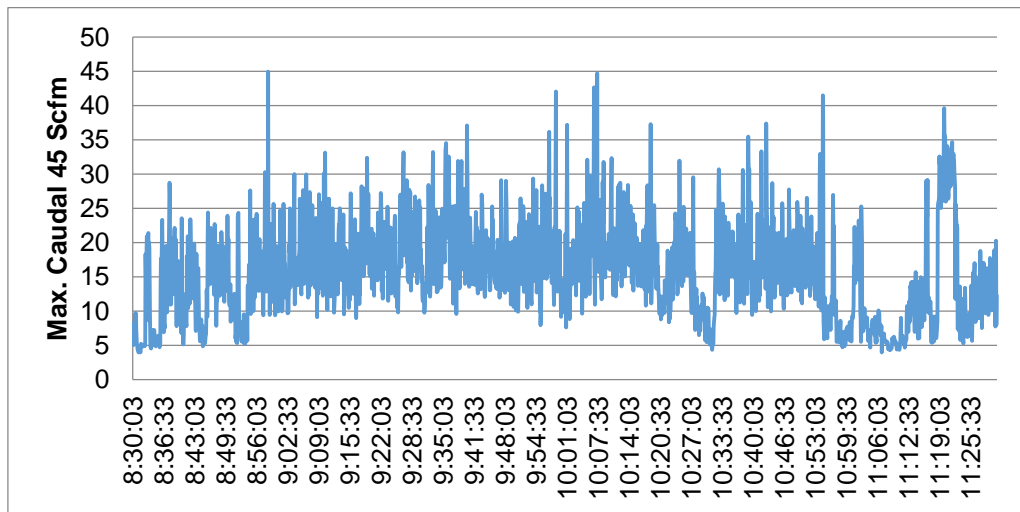


Fig. 2-17 Medición del Flujo – Línea 1 – Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

Se registra el flujo durante el horario de almuerzo del personal en la línea 1, como se muestra en la Fig. 2-18

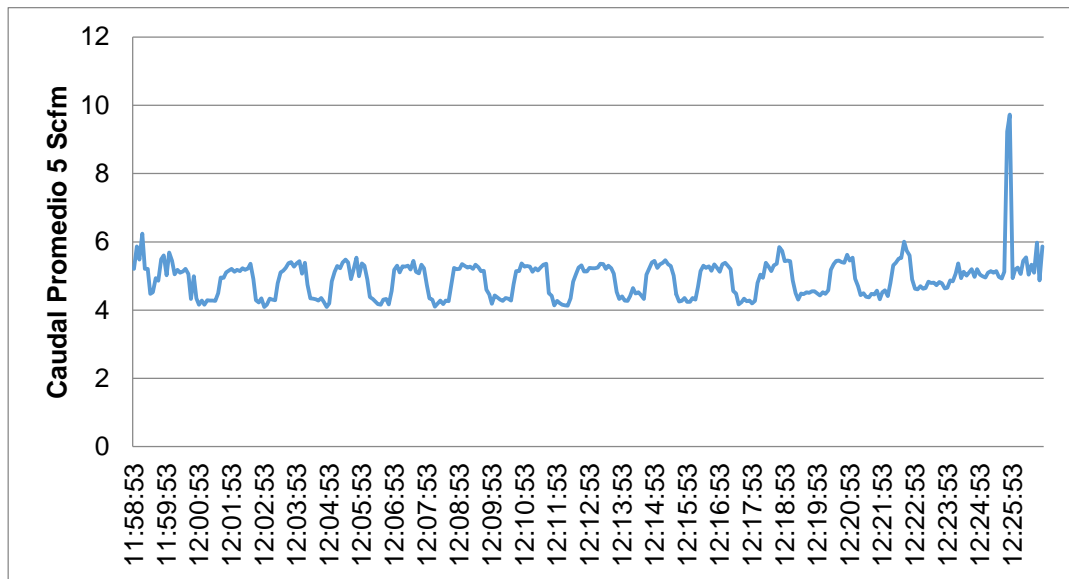


Fig. 2-18 Medición del Flujo en la Tubería Ingreso – Línea 1 – Ensamble

Fuente: Mabe - Ecuador

2.6.8 Determinación del consumo real del área de ensamble

Como se indica en la Sección 2.6.7 la medición realizada en la línea de ensamble no representa el consumo real en el área, por no encontrarse ésta operando a su capacidad instalada. En ésta sección se procede a determinar mediante la aplicación de factores de uso y simultaneidad, el consumo real de ensamble, asumiendo que se encuentra operando a toda su capacidad. Se conoce la demanda de la planta la cual es de 1178 scfm, y las pérdidas generales de 300 scfm.

En la Tabla 2-5 se muestran la demanda general, las pérdidas totales, y los consumos por área de la planta.

Tabla 2-4. Consumo de Aire Comprimido en las Áreas de la Planta

Representación	Áreas de la planta	Consumo (scfm)
A	Demanda	1178
B	Pérdidas	300
C=A-B	Consumo requerido	878
D	Metalistería	155
E	Cabina 2 pintura	192
F	Cabina 1 pintura	133
G	Ensamble	95
H=C-D-E-F-G	Esmaltado	303

2.6.9 Factores de Uso y Simultaneidad

El factor de uso se refiere a las veces que un operario utiliza una herramienta en un determinado tiempo, y el factor de simultaneidad se refiere a cuantos operarios están utilizando al mismo tiempo una herramienta de las mismas características. El listado de herramientas neumáticas en el área de ensamble se muestra en el Anexo 3.1.

$$Q_{real} = Q_{teórica} \times \text{factor de uso} \times \text{factor de simultaneidad} \quad \text{Ecuación 2-1}$$

De la información obtenida en la Fig. 2-19, se tiene que el consumo de aire en una línea de producción de ensamble es de 40 scfm, dado que se tiene 3 líneas actualmente el consumo es aproximadamente 120 scfm cuando todas se encuentran operando.

Para cada una de las secciones de ensamble, se calcula la demanda de aire utilizando los factores de uso y simultaneidad establecidos en el Anexo 2 y Anexo 3.

En la sección de inducción operan 3 pistolas neumáticas, cada una consume 21 scfm, tienen un factor de uso de 0.1, y factor de simultaneidad 0.89 según lo mostrado en la Tabla 2-5

$$Q_{real} = (21\text{scfm}) \times (0.1) \times (0.89) \times 3 = 5.6\text{ scfm}$$

Tabla 2-5. Herramientas en área de cocinas de inducción

INDUCCIÓN					
Herramienta	factor uso	factor simultaneidad	cantidad	consumo[scfm]	Total
Pistola neumática	0.1	0.89	3	21	5.607

De acuerdo al procedimiento descrito en esta sección, se determinó el consumo de las otras secciones en el área de ensamble. El detalle de los cálculos se presenta en el Anexo 4, Anexo 5, Anexo 6 y Anexo 7.

Como resultado se obtuvo el consumo real del área de ensamble, presentado en la Tabla 2-6.

Tabla 2-6 Consumo Real Ensamble

Secciones del área de ensamble	SCFM
Pre-ensamble	12.19
Cocineta-parrilla andina	12.84
Celda 1	1.63
Celda 2	13.91
Inducción	5.61
Línea 1	40
Línea2	40
Línea 3	40
Total	166.18

Para el área de ensamble se tiene entonces un consumo real de 166 scfm, que es el consumo cuando todas las secciones del área están operativas.

2.6.10 Pérdidas Generales

Para determinar las pérdidas del área de metalistería y esmaltado se realiza una medición del flujo instalando el flujómetro en sala de compresores cuando la planta no está operativa.

Las válvulas de ingreso a las cabinas de pinturas están cerradas y las pérdidas en el área de ensamble se conocen. De acuerdo con las Fig. 2-19 y Fig. 2-20 se registran las pérdidas en las demás áreas de la planta.

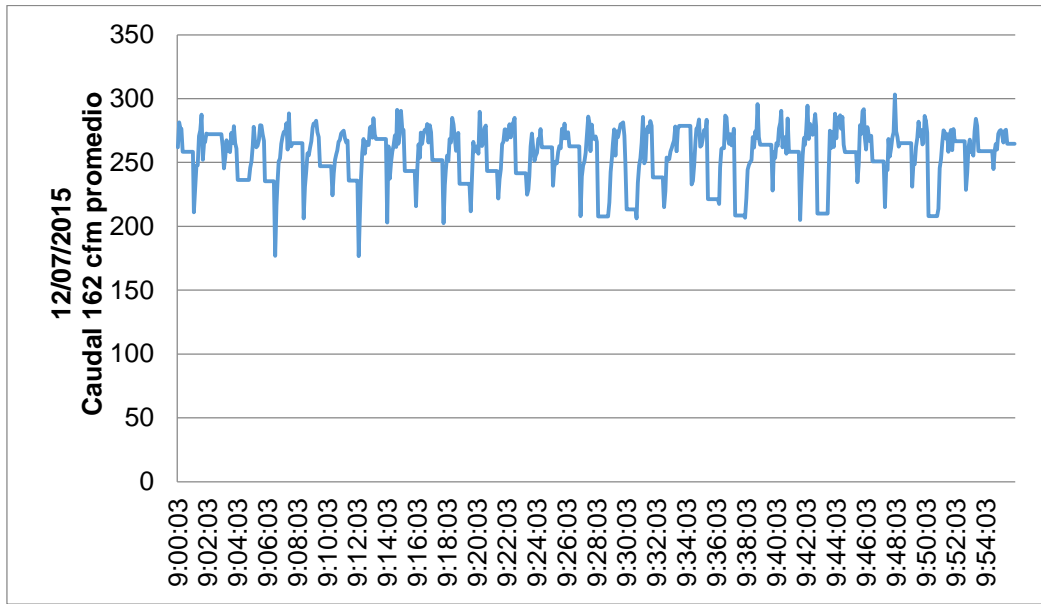


Fig. 2-19 Medición del Flujo– Sala de Compresores

Fuente: Mabe - Ecuador

Se mantienen cerradas las 3 válvulas de ingreso al área de esmaltado, por lo que se tiene un descenso en el flujo, llegando este a 230 scfm promedio, como se muestra en la Fig. 2-20.

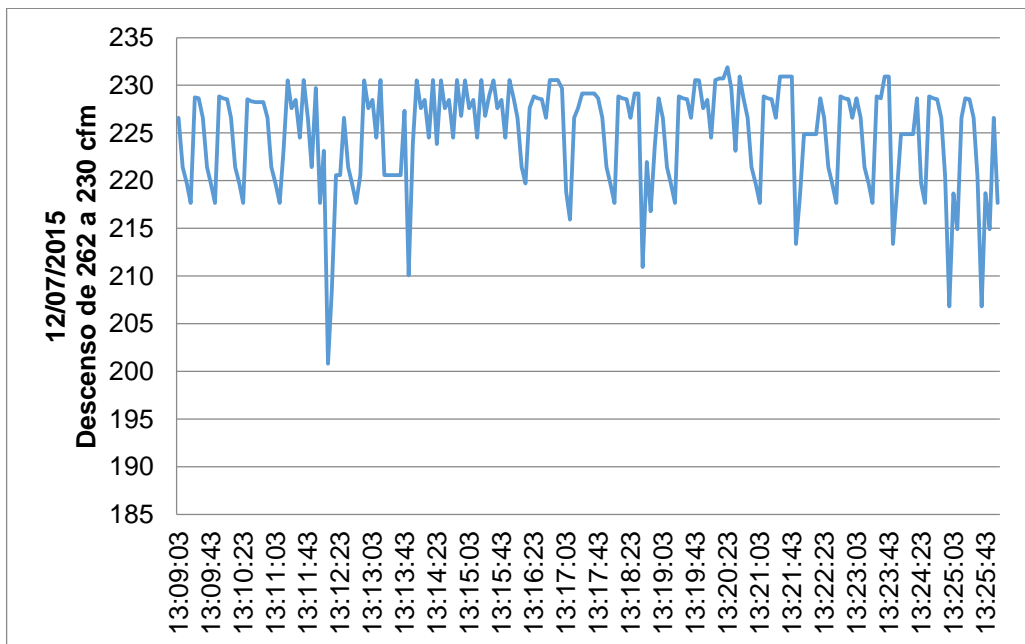


Fig. 2-20 Medición del Flujo – Sala de Compresores

Fuente Mabe-Ecuador

Se procede a cerrar las válvulas de las derivadas correspondientes a 8 prensas del área de metalistería, con el fin de determinar las pérdidas en esta área. Se tiene un descenso del flujo a 215 scfm mostrado en la Fig. 2-21

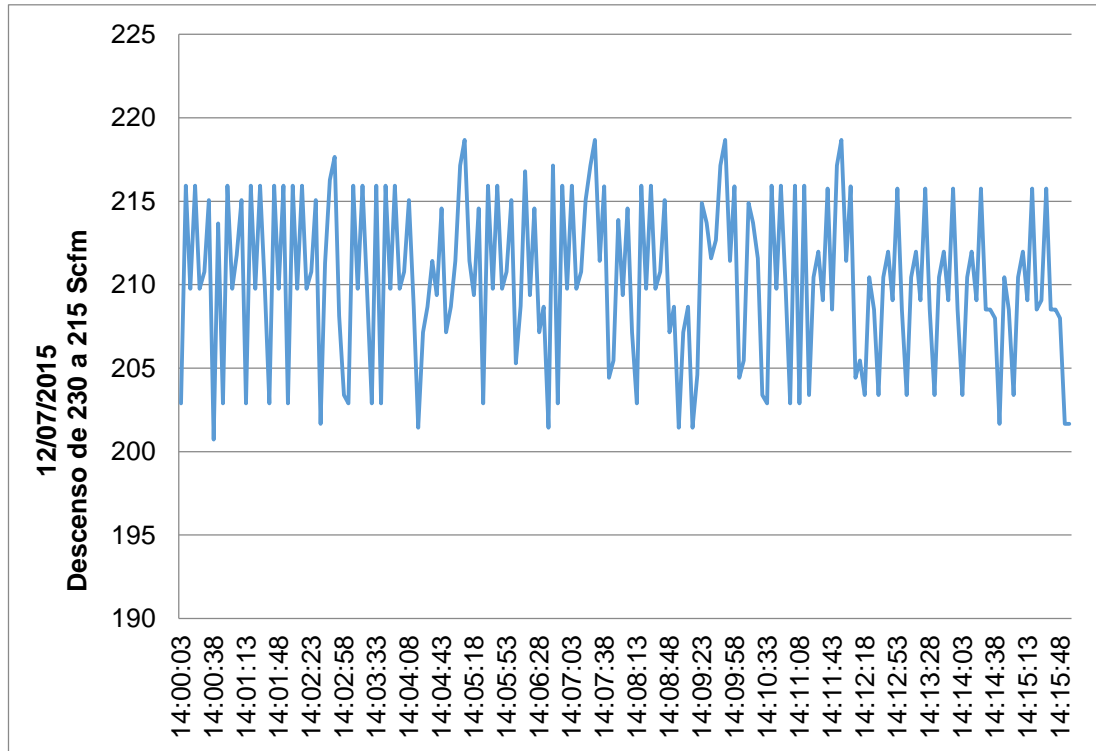


Fig. 2-21 Medición del Flujo– Sala de Compresores

Fuente: Mabe - Ecuador

2.7 Pérdidas Teóricas por Caídas de Presión

Para calcular las pérdidas por caídas de presión es necesario conocer las propiedades del aire a presión atmosférica (Anexo 8) Para la ciudad de Guayaquil $P=1$ atm; y una temperatura promedio a nivel de industria de 35°C , la densidad del aire es $\rho=1,164$ Kg/m³ y una viscosidad cinemática $\vartheta=1,608 \times 10^{-5}$ m²/s. (AtlasCopco, 2010)

2.7.1 Caída de Presión por fricción

Para determinar las caídas de presión en la red diseñada para la propuesta de mejora, es necesario conocer la presión P y la longitud L de cada tramo de tuberías y la longitud equivalente de accesorios de la misma (ver Anexo 11). Una red diseñada correctamente admite pérdidas por fricción no mayores al **3%** de la presión inicial.

La velocidad admitida en aire comprimido se encuentra entre 20 y 25 m/s.

$$Re = \frac{V \times D_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{20 \text{ m/s} \times 0,10 \text{ m}}{1,6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 125000$$

La rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,003$$

Con el número de Reynolds y la Rugosidad relativa se emplea al Diagrama de Moody (Anexo 9), para obtener el factor de fricción $f=0,027$ (Anexo 10), luego se determinan las pérdidas de presión por medio de la ecuación de Darcy. (White, 2004).

$$\Delta P = 0,027 \frac{1.1655 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 100.73 (20)^2}{2 \times (0.114 \text{ m})}$$

$$\Delta P = 2105.50 \text{ [Pa] (psi)}$$

$$P1 = 90 \text{ psi}$$

$$P2 = 89.59 \text{ psi}$$

La pérdida corresponde a un 0.34%

Haciendo uso de una hoja de cálculo de acuerdo al procedimiento descrito previamente, se determinan las caídas de presión en cada tramo. En el Anexo 12 se muestra la caída de presión hasta los puntos más lejanos de la línea de recirculación, desde la sala de compresores hasta el área de pintura donde se encontró que existe una caída de presión del 0.49%, lo cual al ser menor del 3% es aceptable como caída de presión para el rediseño.

2.8 Dimensionamiento del Tanque Acumulador:

El tanque de almacenamiento es dimensionado considerando la demanda de aire en la planta y el rendimiento de los compresores, ya que una de las funciones del tanque es suplir la demanda de aire (picos elevados de consumo) que se requiera en la planta por parte de algún equipo y que al compresor se le dificulte hacerlo debido a su rendimiento. También dentro de sus funciones está drenar el condensado del aire que almacena y disminuir la temperatura antes de que ingrese al secador.

Para la demanda actual que es 949 cfm (Ver Tabla 2-7), se determina el volumen de almacenamiento mediante la Ecuación 2-2.

$$V = T * ((C - S) + Pa)/(P1 - P2) \quad \text{Ecuación 2-2}$$

Donde:

P1: Presión inicial del tanque [Psig]

P2: Presión final del tanque [Psig]

Pa: Presión atmosférica absoluta [Psig]

C: Son los cfm requeridos [scfm]

S: Es la capacidad del compresor [scfm]

T: Tiempo de caída de presión entre P1 y P2 [min]

La ecuación 2-2 es utilizada ampliamente por los fabricantes de tanques de almacenamientos y se encuentra disponible en la página web de Kaeser, Sullair y Atlas Copco.

De acuerdo al rendimiento de los compresores, se combinan los compresores 2 y 3 (más bajo rendimiento) y los compresores 1 y 2 (más alto rendimiento), que generan 923 y 972 scfm de caudal de aire.

Debido a que la propuesta de mejora en el rediseño, dimensiona el sistema de generación y la red de distribución para cubrir una demanda de aire en la planta hasta en un 20 % de aumento de la producción, se considera para el cálculo los scfm requeridos igual a 1131 cfm.

$$949 \text{ cfm} + 20\%(949 \text{ cfm}) = 1131 \text{ cfm.}$$

Tabla 2-7 Dimensionamiento de tanque de almacenamiento

Compresor	T[min]	S[scfm]	C[scfm]	Pa[psig]	P1[psig]	P2[psig]	V[m ³]
2 y 3	2	923	1131	14.5	110	125	11
1 y 2	2	972	1131	14.5	110	125	8

Cuando los compresores de más alto rendimiento están operativos, requieren 8 m³ de almacenamiento del tanque. La planta actualmente posee 9.23 m³ de acuerdo a la Tabla 2-7. Cuando los compresores de menor rendimiento están operativos se requieren 11 m³ de volumen de almacenamiento, como la planta cuenta con 9.23 m³ solo se requiere 2 m³ para cubrir la capacidad requerida.

Para la demanda actual de 949 cfm, la planta no requiere adquirir tanque de almacenamiento, pero si su producción aumenta hasta un 20 % es necesario adquirir un tanque de almacenamiento de 2 m³.

2.9 Tratamiento del Aire en la Planta

El sistema de generación de aire cuenta con secadores pero no están operativos por lo cual la calidad del aire que se tiene actualmente es de clase 1.-.5 y existe humedad en las tuberías de distribución. La calidad requerida para aire comprimido es de la clase 1.4.5 de la Tabla 1-1.

El promedio de la temperatura a la salida de los compresores es 40°C en un promedio, esta temperatura contribuye a la capacidad del aire de retener mayor vapor de agua, dicho vapor cambia de fase a medida que circula por la tubería, se enfría y se condensa. Esta humedad ocasiona corrosión en la tubería, por lo cual se recomienda también realizar una toma de espesores de las líneas para determinar el estado actual de las mismas.

La cantidad de humedad que circula por la red de distribución se puede estimar si se conoce la humedad relativa de la sala de compresores. Con el equipo *LOGAIR 3.0.*, se encontró una humedad relativa promedio de $\phi=75\%$ en la succión de los compresores.

Asumiendo el aire como un gas ideal, para el compresor 1 se tiene: $V= 11,91 \text{ m}^3/\text{min}$, Presión $P= 101350 \text{ Pa}$, y $T=35^\circ\text{C}$

Con la $\phi= P_V \div P_g$ **Ecuación 2-3** se determina la presión del vapor de agua:

$$\phi = \frac{P_V}{P_g} \quad \text{Ecuación 2-3}$$

Donde:

ϕ : Humedad relativa

P_V : Presión de vapor

P_g : Presión de saturación de agua

$$P_V = \phi P_g$$

Según el Anexo 13 y aplicando interpolación para una $T=35^\circ\text{C}$, se obtiene una presión de saturación del agua de 5.809×10^3 Pascales.

$$P_V = 0.75 \times 5.809 \times 10^3$$

$$P_V = 4.357 \text{ kPa}$$

De la ecuación de gas ideal (ver $Masa Vapor = \frac{P_v V}{R_v T}$ **Ecuación 2-4**) se obtiene la masa de vapor de agua que contiene un volumen de 11.91 m³/min de aire comprimido.

$$Masa Vapor = \frac{P_v V}{R_v T} \quad \text{Ecuación 2-4}$$

$$Masa Vapor = \frac{4.357 \text{ kPa} \times 11.91 \text{ m}^3}{0.4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{K} \times 332 \text{ K}}$$

$$Masa Vapor = 0.3386 \text{ kg}$$

Para determinar el volumen de vapor de agua se usa la ecuación de la densidad de $M_v V$ (**Ecuación 2-5**), la densidad a la temperatura de 35°C de 993.95 kg/m³ según el Anexo 13. En la Tabla 2-8 se muestra el volumen de agua presente en las tuberías de aire cuando no se cuenta con un sistema de tratamiento adecuado.

$$\rho = \frac{M_v}{V} \quad \text{Ecuación 2-5}$$

$$V = \frac{M_v}{\rho}$$

$$V = \frac{0.3386 \text{ kg}}{993.95 \text{ kg/m}^3}$$

$$V = 0.00034067 \text{ m}^3 = 0.34067 \text{ litros de agua en el compresor \#1}$$

Tabla 2-8 Volumen de agua contenida en tuberías debido a la humedad

COMPRESOR #	CAPACIDAD NOMINAL (ASCFM)	CAPACIDAD REAL (SCFM)	CAPACIDAD REAL (m ³ /min)	MASA VAPOR (kg)	VOLUMEN (litros)
1	482	420.7	11.91	0.349	0.351
2	690	405.3	11.48	0.336	0.338
3	925	554.3	15.70	0.460	0.463
4	631	425.4	12.05	0.353	0.355
5	455	368.4	10.43	0.306	0.308
6	587	324.4	9.19	0.269	0.271

Debido a la cantidad de agua que se encuentra en la tubería y para mejorar la calidad del aire se hace necesario la instalación de un secador nuevo o la puesta en funcionamiento de los que actualmente están instalados pero que están fuera de servicio.

2.10 Dimensionamiento de la tubería de distribución de aire comprimido.

Conocida la demanda de aire en cada una de las áreas de consumo, se procede a dimensionar la tubería considerando que la demanda de aire en la planta aumenta en un 20%.

Ejemplo: El área de ensamble tiene una demanda de aire de 166 scfm, al aumentar este flujo en un 20 % se tiene 199,2 scfm que corresponde a 0.094 m³/seg.

Mediante la ecuación:

$$Q = V * A \quad \text{Ecuación 2-6 (White, 2004)}$$

Q: Caudal de aire [m³/seg]

V: Velocidad promedio del flujo de aire en tubería (20 m/s)

A: Área de la tubería [m²]

Ø: Diámetro de tubería [m]

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0,094 \text{ m}^3/\text{seg}}{20 \text{ m}/\text{seg}} = 0,0047 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2 \quad \text{Ecuación 2-7}$$

Se tiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.0047 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.077 \text{ m}$$

Se requiere una tubería de diámetro 0.077 m que corresponde a 3 pulgadas. De acuerdo al procedimiento descrito, se determina el diámetro de la tubería en las demás áreas. El detalle de los cálculos se presenta en el Anexo 14 y Anexo 15. Adicionalmente en el Anexo 16 se muestran los diámetros de tubería de la red actual.

2.11 Dimensionamiento de la tubería en el sistema de generación de aire comprimido.

Conocido el rendimiento de los compresores, como se muestra en el Anexo 14, se procede a determinar el diámetro de la tubería en la salida del flujo de aire en los compresores.

Ejemplo: Se tiene que para el compresor # 1 un rendimiento de 444 cfm que corresponde a 0.21 m³/seg.

Mediante la ecuación:

$$Q = V * A$$

Q: Caudal de aire [m³/seg]

V: Velocidad promedio del flujo de aire en tubería (20 m/s)

A: Área de la tubería [m²]

Ø: Diámetro de tubería [m]

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.21 \text{ m}^3/\text{seg}}{20 \text{ m/seg}} = 0.01 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2$$

Se tiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.01 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.11 \text{ m}$$

Se requiere una tubería de diámetro 0.11 m que corresponde a 4 pulgadas.

De acuerdo al procedimiento descrito, se determina el diámetro de la tubería en la salida, para los demás compresores. El detalle de los cálculos se presenta en el Anexo 14.

2.12 Dimensionamiento del *manifold*

De acuerdo a la norma ASME sección VIII, división 1, para diseño de recipientes a presión, se establece que para aire comprimido el mínimo espesor es de 2.4 mm. Se selecciona tubería cedula 40.

Para selección de material utilizamos la norma ANSI que establece el uso de acero al carbono tipo A 106 B, ya que la temperatura del aire comprimido que circula en el *manifold* está por debajo de los 426 °C que soporta el material.

En el Anexo 17 donde se detalla la suma de las áreas de secciones transversales de la tubería que debe acoplarse al *manifold*. Esta área se obtiene sumando las áreas obtenidas de los diámetros de las tuberías de la red de distribución seleccionadas para el rediseño que fueron encontradas en la sección 2.10 y 211. Del resultado de esa suma se obtiene el diámetro de la tubería del *manifold*, en la Tabla 2-9 se muestran las áreas de sección transversal para la tubería de salida del mismo.

Tabla 2-9 Área para tubería del *manifold*

Área	Área [m ²]	Ø[in]
Metalistería	0.004	2.94
Pintura	0.009	4.26
Ensamble	0.005	3.04
Esmaltado	0.011	4.11
Total	0.030	

Se suman el área de cada tubería, con lo que se tiene la medida del área del *manifold*, al despejar el diámetro se tiene

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2$$

$$0.030 = \frac{\pi}{4} \phi^2$$

$$\phi = 0.290 \text{ m}$$

Se tiene un diámetro de 0.290 m, que equivale a Ø8" de diámetro nominal, con lo que se tienen un diámetro exterior de Ø 219,1 mm según el Anexo 18.

Las entradas y salidas del *manifold* son de Ø4", la distancia entre ellas es el doble del diámetro de la tubería de mayor diámetro, en este caso para las tuberías seleccionadas, la mayor es de Ø4", por lo cual la distancia entre las salidas y entradas del *manifold* será de 229 mm. (Ver Anexo 20).

Además de la tubería seleccionada, se requiere escoger un tipo de bridas para el diseño del *manifold*. La norma ASME VIII división 1, establece que se debe utilizar brida ciega (*blind*) para poder cerrar los extremos de la tubería, en combinación con brida *welding neck* o *slip op*, apropiadas para el tipo de soldadura que se utiliza, que es soldadura a tope con una eficiencia de 1 para penetración profunda. El tubo debe ser sin costura, de acuerdo a lo establecido en la norma.

La brida *welding neck* es la más recomendada, ya que posee un cuello cónico largo que se suelda a tope con el tubo. Debido a que el diámetro interior del tubo es el mismo que el del cuello proporciona un conducto de sección constante que garantiza que no se produzcan turbulencias en el fluido que circula en su interior. En bridas *slip op*, la resistencia a la fatiga es alta aunque algo inferior a la *welding neck*, pero debido a que las condiciones del diseño no son exigentes en el tema de presión de trabajo se escoge este tipo de brida ya que su costo es menor al de la brida *welding neck*, además de ofrecer un fácil montaje.

De acuerdo a la norma ASME 16.5, se escoge la brida con la presión de trabajo de 90 Psi y la temperatura 100°C. Considerando un factor de seguridad de 3. Se escoge una brida clase 150 cuyas características técnicas se muestran en el Anexo 21. Para esta clase de bridas, se tienen distintos modelos de los cuales se escogen 4 bridas combinadas *deslizantes y ciegas* – Clase 5, de Ø8” cuyas características técnicas se muestran en los Anexo 22, Anexo 23 para bridas deslizantes y Anexo 24 y Anexo 25 para bridas ciegas. Además se selecciona el tipo de espárragos para las bridas, cuyas características técnicas se muestran en el Anexo 26.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En éste capítulo se muestran los resultados obtenidos durante las mediciones, con los cuales se realiza la evaluación del sistema actual para luego realizar las propuestas de mejora.

3.1 Consumo real de aire comprimido en la planta

Los resultados de la medición de los caudales de aire en distintos sectores de la planta, se resumen en las Tabla 3-1 y 3-2.

Tabla 3-1 Demanda y Pérdidas por fugas de la planta

Demanda	1178	Scfm
Pérdidas	300	Scfm
Consumo	878	Scfm

Tabla 3-2 Consumo de Aire Comprimido en las áreas de la planta.

Áreas de la planta	Consumo (scfm)	Pérdidas (scfm)
Metalistería	155	25
Cabina 2 pintura	192	28
Cabina 1 pintura	133	10
Ensamble	95	65
Esmaltado	303	32
Línea principal		140
Total	878	300

En la Tabla 3.2 se presenta el consumo real y pérdidas en cada una de las áreas. En la línea principal se registran (140cfm), lo cual se debe principalmente a que esta tubería alimenta áreas que actualmente están desalojadas (se retiraron equipos, dado que se suspendió la fabricación de la línea de cocinas a gas). El rediseño propuesto comprende además el retiro de estas líneas y existen máquinas aún en el área de parrillas que están por ser retiradas (no se encuentran operativas), que sin embargo siguen conectadas a la red de distribución de la línea principal.

En la Tabla 3.3, se detalla el consumo real de cada una de las áreas de la planta.

Tabla 3-3 Consumo real y pérdidas en las áreas

Áreas de la planta	Consumo (scfm)	Pérdidas (scfm)	Pérdidas (%)
Metalistería	155	25	16%
Cabina 2 pintura	192	28	15%
Cabina 1 pintura	133	10	8%
Ensamble	166	65	39%
Esmaltado	303	32	11%

En la Figura 3.1 se presenta el esquema de los consumos por área, se observa que el área de metalistería es la que tiene el consumo más alto.

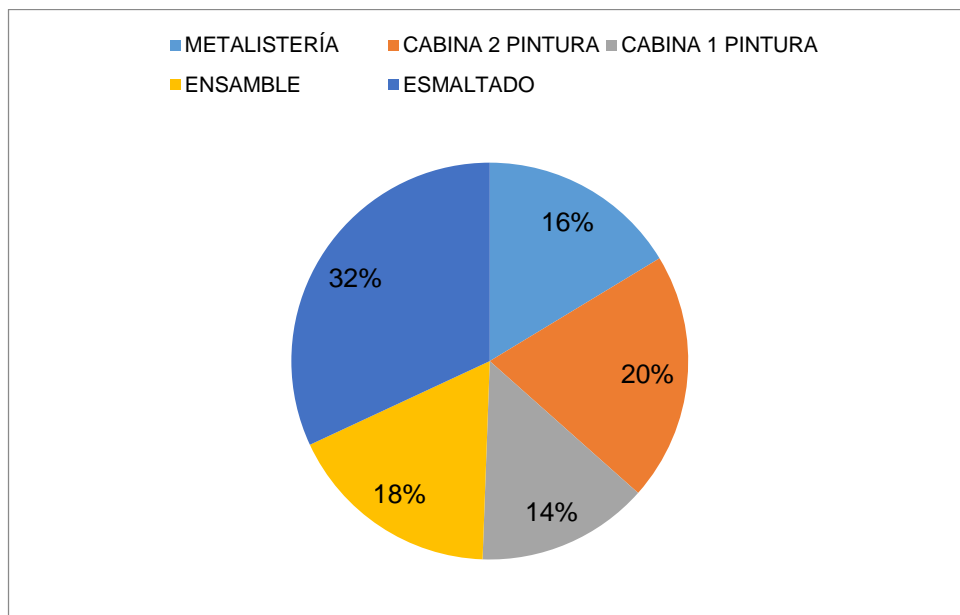


Fig. 3-1 Consumo de Aire Comprimido en la Planta

En la Tabla 3-4, se detalla la demanda y pérdidas totales de cada una de las áreas de la planta.

Tabla 3-4 Demanda y Pérdidas Totales en la Planta

Descripción	Consumo (Scfm)	Total (Scfm)
Demanda actual en la Planta	912	949
Pérdidas en la línea Principal	140	300
Pérdidas en las Áreas	160	

En la Figura 3-2 se presenta el esquema de las pérdidas por área, se observa que el área de ensamble y la red principal son las que tienen mayores pérdidas.

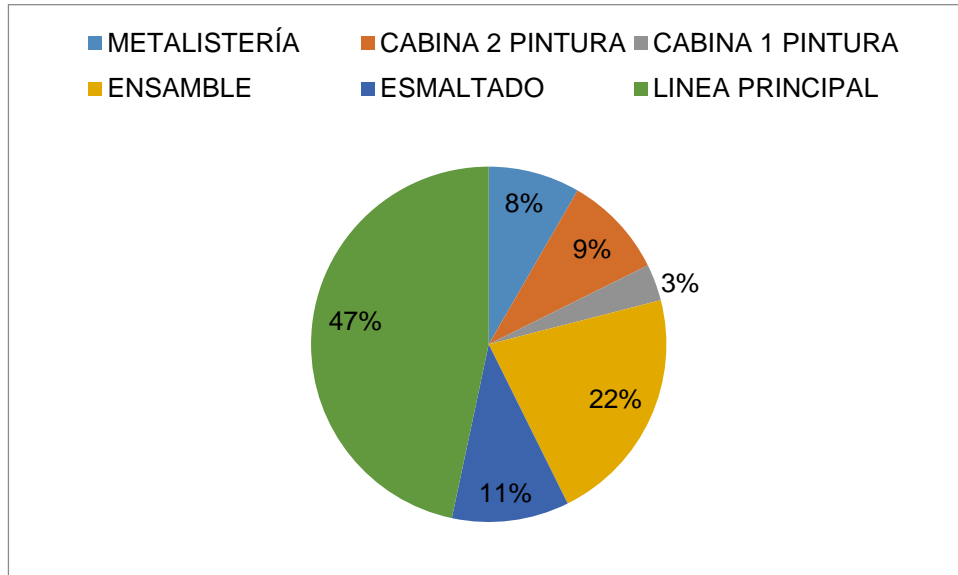


Fig. 3-2. Pérdidas en la Planta

El área de ensamble tiene pérdidas de 65 scfm, y la línea principal 140 scfm, dichas pérdidas corresponden a fugas ocasionadas por las áreas de tubos, parrillas y corte; en las cuales la mayor parte de máquinas y equipos neumáticos fueron retirados, debido a la suspensión de producción de cocinas a gas. Por lo tanto la propuesta de mejora se realiza para la línea principal y para toda el Área de Ensamble ya que son estas las áreas de mayores pérdidas.

3.2 Evaluación de los Compresores

En esta sección se analiza el funcionamiento de los compresores en cuanto a la carga, rendimiento, consumo de energía y costos de operación, con el propósito de escoger aquellos que se requiera eliminar de la actual instalación.

3.2.1 Carga

La carga se refiere a cuando el compresor genera aire comprimido, es decir cuando opera, en tanto que la descarga se refiere a cuando el compresor se apaga o permanece en *stand-by*.

En la Figura 3-3 se muestra que el compresor #1 es el que trabaja a mayor carga, es decir el que hace menos paradas; mientras que el compresor #2 y #3 operaron a menor carga en los días en se realizaron las lecturas.

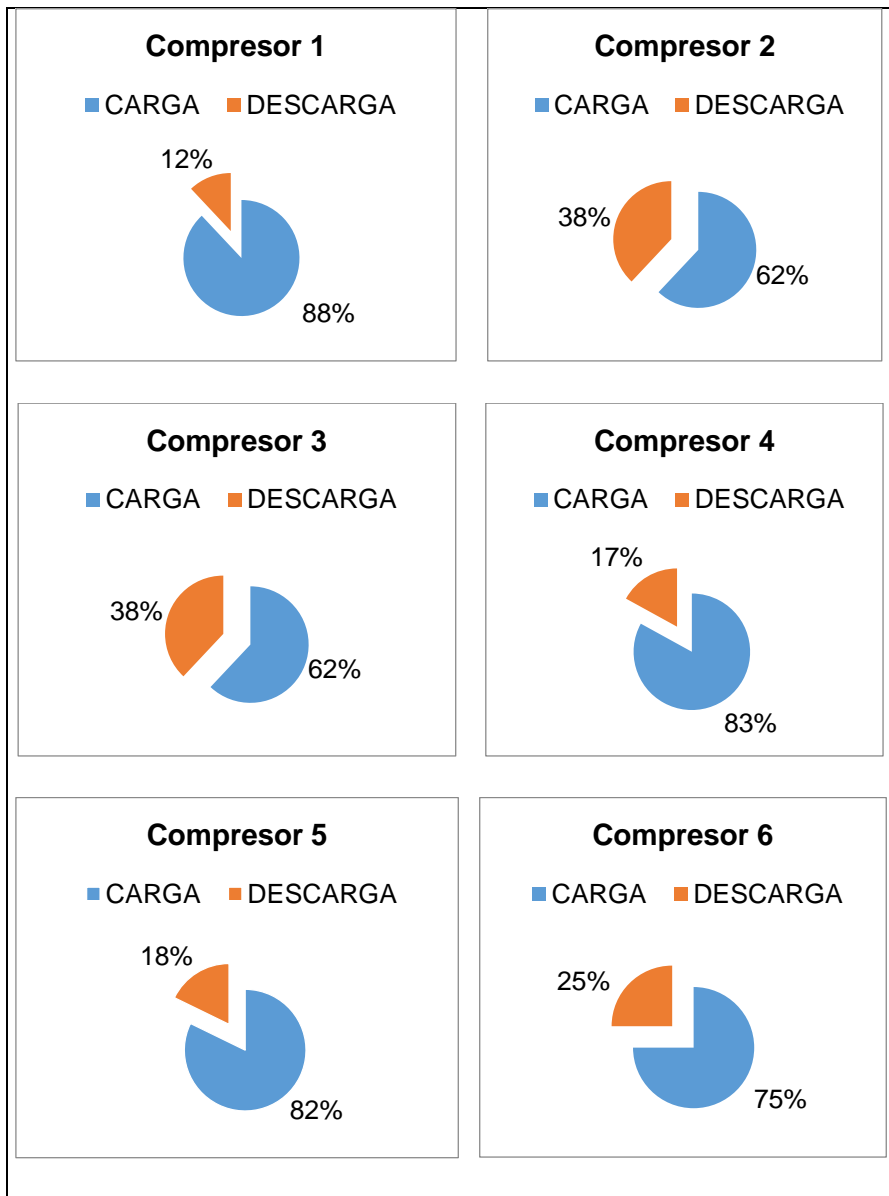


Fig. 3-3 Carga y descarga de los Compresores.

3.2.2 Rendimiento

Con las mediciones reales de capacidad y potencia entregadas por compresor se obtiene el rendimiento de los mismos (Ver Tabla 3-5).

Tabla 3-5 Rendimiento de los Compresores

COMPRESOR #	POTENCIA NOMINAL (HP)	POTENCIA REAL (HP)	RENDIMIENTO (%)	PORCENTAJE CARGA (%)	CAPACIDAD NOMINAL (SCFM)	CAPACIDAD REAL (SCFM)	PRESIÓN PROMEDIO (PSI)	RENDIMIENTO (SCFM/BHP)
1	100	96.1	96.1%	95	482	462	90.6	4.62
2	150	116.7	77.8%	76	690	679	89.2	4.53
3	200	173.1	86.6%	90	925	909	88.2	4.55
4	150	109.5	73.0%	77	631	554	92.6	3.69
5	100	86.6	86.6%	81	455	433	90.2	4.33
6	125	91.5	73.2%	69	587	496	94.4	3.97

El rendimiento de los compresores es la cantidad de flujo de aire (medido en Scfm), que es capaz de entregar a la potencia de trabajo. En la Tabla 3-5 se observa que el compresor de mayor rendimiento es el # 1, seguido por el compresor #3 y #2 en tanto que el de menor rendimiento es el compresor #4.

3.2.3 Costo de Energía Eléctrica

El consumo de energía de los compresores se determinó con la potencia real entregada y las horas trabajadas. La planta opera las 52 semanas, de lunes a viernes 16 horas al día. En promedio los compresores operan más de 18 horas al día ya que se los enciende desde las 06h30 hasta las 00h30. En el Anexo 27 y Anexo 28 se tiene las tablas de demanda entregada y potencia reales medidos durante una semana, con dichos valores se obtiene un promedio de capacidad y de potencia entregadas con los cuales se generan los valores de la Tabla 3-6.

La capacidad generada de la planta se obtiene del promedio del Anexo 27, los pies cúbicos por cada Hp de potencia entregada (SCFM/BHP), se obtienen del rendimiento promedio de la Tabla 3-5, seleccionando para realizar los cálculos un rendimiento promedio de 4.33 SCFM/BHP.

$$Potencia\ generada = \frac{1145}{4.33}$$

$$Potencia\ generada = 264.53\ HP$$

$$Potencia\ generada = 197.08\ kW$$

$$\frac{kWh}{Día} = 197.08\ kW \times 11\ horas$$

$$\frac{kWh}{Día} = 2167.83$$

El costo del kW-h (Ver Tabla 3-6) es en promedio \$0.071 de lunes a viernes hasta las 18h00. Para los cálculos se utiliza un costo promedio por kilovatio de \$ 0.072 dólares mostrado en la Tabla 3-6.

Tabla 3-6 Costo del Kilovatio Hora en la Industria

Costo del Kilovatio-Hora en la Industria		
Lunes a Viernes	08h00-18h00	0.071
Lunes a Viernes	18h00-22h00	0.083
Lunes a Viernes	22h00-08h00	0.061
Sábados, Domingos y Feriados	18h00-22h00	0.071
Costo Promedio		0.072

$$\frac{kWh}{Día} = 2167.83 \times \$ 0.071$$

$$\frac{kWh}{Día} = \$153.92$$

$$\frac{\$}{Año} = 153.92 \times 5 \text{ días} \times 52 \text{ semanas}$$

$$\frac{\$}{Año} = \$ 65,842.99$$

Tabla 3-7 Costo de la Energía Eléctrica del Sistema Actual

Días/ Semana	Capacidad generada Actual (sScfm)	SCFM/BHP	Potencia generada Actual (HP)	Potencia generada Actual (KW)	Horas trabajadas al día		KW- H/día	Costo/día	Costo Anual
Lunes- Viernes	1145	4.33	264.53	197.08	I Turno	11	2167.83	\$ 153.92	\$65,842.99
					II Turno	7	1379.53	\$ 99.33	
Sábados	1145	4.33	264.53	197.08	I Turno	10	1970.76	\$ 139.92	\$ 7,276.03
Total									\$73,119.02

La Tabla 3-7 muestra el costo de la energía eléctrica del sistema de aire comprimido instalado. Se realiza un cálculo diferente por turno ya que existe diferenciación de la tarifa de la energía eléctrica según el día de la semana y las horas del día. Además se calcula el costo por turno. El sistema actual incluidas las pérdidas tiene un costo de **\$73,119.02**.

Tabla 3-8 Costo de la Energía Eléctrica debido a Pérdidas

Días/ Semana	Capacidad generada Actual (Scfm)	SCFM/ BHP	Potencia generada Actual (HP)	Potencia generada Actual (KW)	Horas trabajadas al día		KW- H/día	Costo/d ía	Costo Anual
Lunes- Viernes	300	4.33	69.30	51.63	I Turno	11	567.94	\$40.32	\$10,484.10
					II Turno	7	361.41	\$26.02	\$6,765.67
Sábados	300	4.33	69.30	51.63	I Turno	10	516.31	\$36.66	\$1,906.20
Total									\$19,155.96

El costo de energía eléctrica debido a las pérdidas mostrado en la Tabla 3-8 es de **\$19,155.96**, lo que representa el 26% del costo total de la energía consumida anualmente por los compresores.

Se procede a calcular el costo de energía eléctrica por Scfm para el compresor #1:

$$\frac{4.62 \text{ Scfm}}{\text{BHP}}$$

$$1 \text{ BHP} = 0.746 \text{ kW}$$

$$1 \text{ kW} = \$ 0.072$$

$$0.746 \text{ kW} = \$ 0.053712$$

$$\frac{\$0.053712}{60 \text{ min}} = \$ 0.0008952$$

$$4.62 \text{ cfm} = \$ 0.0008952$$

$$1 \text{ cfm} = \$ 0.0001938$$

Basados en el cálculo se obtiene el costo de energía eléctrica por scfm para cada compresor.

Tabla 3-9 Costo de energía eléctrica por scfm producido

Compresor #	Scfm	Potencia (HP)	Rendimiento (Scfm/BHP)	Costo (USD)	Costo energía eléctrica por Scfm (USD/scfm)
1	462	100	4.62	\$0.000193	\$0.09
2	679	150	4.53	\$0.000197	\$0.13
3	909	200	4.55	\$0.000196	\$0.18
4	554	150	3.69	\$0.000242	\$0.13
5	433	100	4.33	\$0.000206	\$0.09
6	496	125	3.97	\$0.000225	\$0.11

En la Tabla 3-9 se obtiene el costo de energía eléctrica por los 462 ft³ de producción del compresor #1 durante un minuto el cual es \$ 0.09. El costo promedio de energía para todos los compresores es de **\$ 0.12** centavos de dólar.

3.2.4 Costo de mantenimiento por scfm producido

Para determinar el costo de mantenimiento por scfm producido se requiere conocer el costo de mantenimiento de los compresores y las horas anuales de trabajo de los mismos.

El costo de mantenimiento de los compresores se muestra en el Anexo 1, y en la Tabla 3-10 se presentan las horas de trabajo al año que realiza cada compresor, éste último listado se obtuvo de información recopilada por el operador de la sala de compresores.

Tabla 3-10. Horas anuales trabajadas

Compresor #	Horas trabajadas
1	1084
2	1771
3	651
4	1783
5	1669
6	1365
Total Horas	8323

El costo de mantenimiento se obtiene dividiendo el costo de mantenimiento (ver Anexo 1) para el número de horas trabajadas.

Tabla 3-11 Costo de Mantenimiento por scfm

Compresor #	Costo de mtto de compresor	horas anuales por Compresor	Costo de mtto por Scfm producido
1	\$5,621.43	1084	\$0.0864
2	\$3,725.18	1771	\$0.0350
3	\$5,559.10	651	\$0.1423
4	\$4,402.18	1783	\$0.0411
5	\$2,171.39	1669	\$0.0216
6	\$4,402.18	1365	\$0.0537

Con los datos de la Tabla 3-11 se obtiene un valor promedio de **\$0.06** centavos para el costo de mantenimiento por scfm producidos.

3.2.5 Costo de scfm por la depreciación de los compresores

Para obtener la depreciación se considera un 10% del costo actual de los compresores. Este costo es poco representativo ya que los equipos tienen más de 10 años en operación. Se ha considerado éste 10% ya que se desconoce el costo inicial de los compresores. En la Tabla 3-12 se obtiene que el costo de scfm por la depreciación de los equipos es en promedio **\$ 0.020**

Tabla 3-12 Costo por Depreciación de Compresores

Compresor #	Costo actual compresor	10% del costo actual	Scfm/Depreciación
1	\$10,000.00	\$ 1,000.00	\$0.0153
2	\$15,000.00	\$ 1,500.00	\$0.0141
3	\$20,000.00	\$ 2,000.00	\$0.0512
4	\$15,000.00	\$ 1,500.00	\$0.0140
5	\$10,000.00	\$ 1,000.00	\$0.0099
6	\$12,500.00	\$ 1,250.00	\$0.0152

3.2.6 Costo de Operación

Este costo se refiere al costo generado debido al salario de la persona encargada de operar el sistema de aire comprimido. El sueldo del operador es de \$700 dólares mensuales lo cual se traduce en \$27.00 por día de trabajo.

$$1145 \text{ Scfm} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \times \frac{8 \text{ hora}}{\text{día}} \times \frac{\text{día}}{27}$$

$$\frac{20,355.56 \text{ Scfm}}{\$}$$

$$\text{Costo de Operación} = \$0.00004913/\text{scfm}$$

En la tabla 3-13 se recopilan los costos de mantenimiento, energía, depreciación y de operación por scfm producido, obteniendo un costo total de **\$0.20** centavos de dólar.

Tabla 3-13 Costo Total de producción del Scfm

Costo de Mtto	Energía	Scfm/Depreciación	Costo Operación	Costo Total por Scfm producido
\$0.0634	\$ 0.1231	\$0.0199	\$0.000049	\$0.20

3.3 Propuestas de mejora del Sistema de Aire Comprimido

En esta sección se describen las propuestas de mejora realizadas en función de los resultados obtenidos en las mediciones y del análisis total que se ha hecho a todo el sistema de aire comprimido de la planta.

Para el rediseño se considera un aumento del 20% de la producción actual eliminando pérdidas, se justifica éste aumento ya que se trata de una producción en serie y la empresa tiene previsto un aumento en la producción del 20% para dentro de pocos años. En la Tabla 3-14 se muestra la demanda con el incremento del 20% de la producción actual.

Tabla 3-14 Capacidad considerada para el rediseño

Áreas de la planta	Consumo (scfm)	Demanda +20%(scfm)
Metalistería	155	186
Cabina 2 pintura	192	230.4
Cabina 1 pintura	133	159.6
Ensamble	166	199.2
Esmaltado	303	363.6
Total	949	1138.8

Los resultados de las mediciones realizadas y el análisis hecho en el sistema de generación, distribución, y tratamiento permite realizar propuestas que serán analizadas para determinar su viabilidad.

3.3.1 Mejoras en el Sistema de Generación

- En base a los resultados obtenidos se propone eliminar al menos tres compresores ya que el diseño actual se encuentra sobredimensionado.(ver Anexo-Plano 8)
- Se propone retirar los compresores #4, y #6 ya que su rendimiento es bajo en comparación con los que se sugiere conservar. El compresor #5 se debe retirar ya que el costo total de producción de un scfm es mayor que los demás. Se realiza el rediseño de la sala de compresores y se elabora el diagrama P&ID para la nueva propuesta. (Ver Anexo-Plano 11)
- Al retirar los compresores mencionados se obtiene un ahorro en mantenimiento de **\$10,975.75** dólares, esto sin considerar la ganancia por vender dichos compresores.

Propuesta de Mejora a corto plazo: Se propone una solución aplicable a corto plazo para el sistema de generación en el caso de que no se apruebe el retiro de los compresores instalados. Se elabora con plan de operación de los compresores el cual se detalla a continuación:

I Turno:

Cualquiera de las combinaciones siguientes para todas las áreas operado a carga completa:

1. Compresor #1 y #2 de 100HP y 150 HP.
2. Compresor #1 y #4 de 100HP y 150 HP.
3. Compresor #4 y #5 de 150HP y 100HP.
4. Compresor #2 y #5 de 150HP y 100HP.

II Turno:

1. Compresor #3 de 200HP desde las 16:40 hasta 18:00, para las áreas de metalistería, pintura, esmaltado y una línea de ensamble operando.
2. Compresor #6 de 125HP para el horario desde las 18:00 hasta las 20:00, para las áreas de metalistería, pintura y una línea de ensamble operando.

Con ésta combinación de compresores se calcula una reducción del costo de operación de **\$17,485.64** dólares al año.

3.3.2 Mejoras En la Red de Distribución

- ✓ La primera recomendación es eliminar todas las pérdidas de la línea de distribución, lo cual implica un ahorro neto de **\$ 19,155.96**
- ✓ Se propone independizar las líneas de salida de la sala de compresores hacia las áreas de consumo, utilizando un *manifold* (Ver Fig. 3-4). Esto permite el bloqueo de la línea cuando el área no se encuentra en operación, disminuye las pérdidas de caudal y presión. El *manifold* que se propone instalar tiene un costo de **\$4,250.00**. En el Anexo-Plano 12 se muestra el diseño propuesto del *manifold*.
- ✓ Se redimensionan las tuberías en base a una velocidad de trabajo de 20m/s aceptada para sistemas de aire comprimido, y a los flujos que circulan por cada tramo. Se rediseña la red de aire pasando de ser una red abierta en toda la planta a una red interconectada con posibilidad de recirculación lo que permite una mejor entrega de scfm a las herramientas.

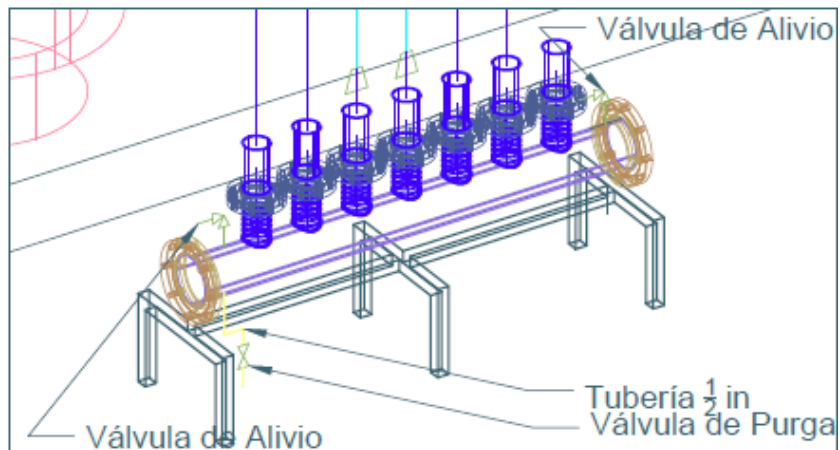


Fig. 3-4 Esquema del *manifold* para una mejor distribución de la red

- ✓ **Rediseño de Tubería.** De acuerdo con el rendimiento de los compresores, se debe tener una tubería de $\varnothing 4''$ para la salida de aire al tanque de almacenamiento. Actualmente la tubería instalada es de $\varnothing 2''$ y $\varnothing 3''$, por debajo de lo requerido. Se recomienda cambiar la tubería, eso reduciría las pérdidas de presión debido a la fricción.

Tabla 3-15 Diámetro de tubería actual

COMPRESOR	\varnothing [in]
1	4.39
2	4.79
3	4.13
4	4.19
5	4.03
6	3.55

En la Tabla 3-16, se muestra que los diámetros correspondientes para la demanda 1131 scfm de aire en cada una de las áreas deben ser de $\varnothing 4''$ y $\varnothing 3''$ respectivamente. Estos diámetros fueron determinados en base a un aumento de la demanda en un 20 %, considerado en el rediseño. Para mayor detalle de la determinación de los diámetros se puede acudir a las secciones 2.10 y 2.11.

Tabla 3-16 Diámetro de Tubería – Demanda 20 %

ÁREA	Ø[in]
Metalistería	2.94
Pintura	4.26
Ensamble	3.04
Esmaltado	4.11

Para el caso de la demanda actual 979 scfm reduciendo las pérdidas, se tiene un valor aproximado al resultado anterior en la tubería. El rediseño de la red de distribución se muestra en el Anexo-Plano 6 para la línea principal y en el Anexo-Plano 7 para la red del área de ensamble.

Tabla 3-17 Diámetro Tubería – red de distribución actual

Área	Consumo actual [scfm]	Ø[in]
Metalistería	155	2.68
Pintura	325	3.88
Ensamble	166	2.78
Esmaltado	303	3.75

En la Tabla 3-17 se tienen los diámetros de tubería de la red actual y en la Tabla 3-16 se tiene el dimensionamiento de tubería con el 20% de aumento de la producción, comparando las dos tablas se demuestra que la tubería actual que conforma la red de distribución esta sub-dimensionada, ya que actualmente de acuerdo a su demanda real el diámetro de la tubería está por debajo del valor requerido. Si se considera las pérdidas actuales, el valor de los diámetros estaría por debajo del valor requerido para la demanda actual. Se recomienda el cambio de tubería, ya que esto reduciría las pérdidas por fricción y el costo actual del sistema de aire comprimido.

- ✓ Se propone instalar bajantes de tipo cuello de ganso en el área de ensamble con el propósito de evitar que el condensado llegue hacia las herramientas y puntos de consumo (Ver Fig. 3-5).

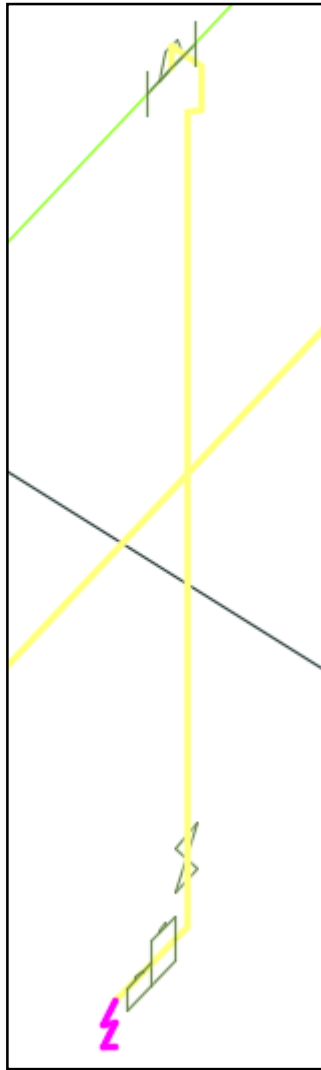


Fig. 3-5 Tubería de cuello de ganso para la red de ensamble.

3.3.3 Mejoras en el Sistema de Tratamiento

Como parte de las propuestas de mejora se recomienda la instalación de un secador de aire tipo refrigerativo. Para seleccionarlo se requiere conocer la humedad relativa en la sala de compresores la que fue determinada mediante mediciones en 75%. La calidad del aire de acuerdo a la Norma ISO 8573.1 (Ver Tabla 1-1) es de clase 1 en cuanto a suciedad, clase 4 en agua y clase 3 en aceite.

Tabla 3-18. Parámetros necesarios para seleccionar el secador

Descripción		Máximo	Mínimo	Promedio
Flujo	m ³ /min	33.36	18.41	25.49
	SCFM	1178	650	900
Presión	bar	7.1	5.3	6.2
	PSI	102.97	76.8	89.9
Temperatura	°C	36	24	30
	°F	96.8	75.2	86
Punto de Rocío				10°

La temperatura promedio de salida de los compresores es 40°C (113°F), ésta es la temperatura a la entrada del pre-filtro del secador.

$$\frac{33.98 \text{ m}^3/\text{min}}{0.96 \times 0.84 \times 0.96 \times 1.35} = 32.51 \text{ m}^3/\text{min}$$

Se recomienda instalar un secador de 1200 scfm (33.98 m³/min), para lo cual considerando un sobredimensionamiento de 20% se selecciona un secador de 1307 scfm, cuya ficha técnica se muestra en el Anexo 29 y tiene un costo de **\$29,768.04**. Los pre-filtros y post-filtros se seleccionan también en base al caudal mayor, así los filtros seleccionados son de 1250 Scfm de capacidad con una presión máxima de operación de 7 bar, las características técnicas de éstos filtros se muestran en el Anexo 30 y tienen un costo de **\$3,479.57**. En la Tabla 3-19 se muestra la recopilación de los costos del rediseño a largo plazo del sistema de aire comprimido y en la Tabla 3-20 se tiene el resumen de los ahorros que se generan con la propuesta de mejora a largo plazo.

Tabla 3-19. Resumen de los costos del rediseño del sistema

<i>Manifold</i>	\$4,250.00
Secador nuevo	\$29,768.04
Filtros del secador	\$3,479.57
Tanque de almacenamiento	\$3,750.00
Rediseño de la Tubería	\$81,474.07
Total	\$122,721.68

Tabla 3-20. Resumen de ahorro-propuestas de mejora a largo plazo

Retiro de los compresores 4, 5, y 6	\$10,975.75
Eliminación de Pérdidas	\$19,155.96
Total	\$30,131.71

3.4 Análisis de Retorno de Inversión

Para determinar el tiempo en que se recupera la inversión de acuerdo al ahorro conseguido con las mejoras se tienen los siguientes valores, en cuanto al ahorro \$ **19,155.96** esto incluye el costo por pérdidas en las líneas, el ahorro por el retiro de compresores el cual es de **\$10,975.75**. Adicionalmente el costo de inversión es de \$ **122,721.68** dólares lo que incluye el costo de tubería y accesorios, el secador, el *manifold* y el costo de la mano de obra según se muestra en el Anexo 32 y en las Tablas 3-19 y 3-20.

$$\text{Tiempo de retorno de inversión} = \frac{\text{Inversión}}{\text{Ahorro}}$$

$$TRI = \frac{122,721.68}{30131.71}$$

$$TRI = 4.07 \text{ años}$$

CAPITULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Realizando la medición de flujo de aire comprimido en cada una de las áreas se determinó que la demanda actual de aire comprimido en toda la planta es 949 scfm y 300 scfm de pérdidas de las distintas áreas y en la línea de distribución.

En base a las mediciones en el sistema de generación se determinó que se realiza una inadecuada combinación de compresores; generando un flujo mayor o menor del requerido, lo cual influye en el costo energético de la producción de aire de la planta y en el funcionamiento correcto de los equipos y herramientas neumáticas.

El sistema de generación se encuentra mal diseñado, y los secadores no se encuentran operativos lo que ofrece una mala calidad de aire. La red de distribución se encuentra mal diseñada debido a que existe tubería sobredimensionada y subdimensionada.

En el sistema de distribución se propone la instalación de un manifold en sala de compresores para independizar las líneas de alimentación, con el diámetro adecuado de acuerdo a la demanda en cada área en un modelo de anillo cerrado de recirculación. Se propone la instalación de válvulas de servicio en la entrada de cada área para reducir pérdidas por fugas.

De acuerdo a las mediciones realizadas se obtuvo que el área de mayor pérdida es ensamble siendo ésta 60 scfm. Se propone que la línea principal hacia ensamble se independice, teniendo una salida desde el *manifold* en sala de compresores con tubería de 3" hasta la línea principal de entrada de ensamble de 4" donde ambas se conectan. Se propone un diseño en forma de anillo de recirculación cerrando la línea principal que actualmente está instalada en el área, con una tubería de 3". Para la tubería de servicio se propone una bajante de \varnothing 1-1/2" de tipo cuello de ganso que mantenga el condensado en la línea principal sin que éste descienda por la tubería de servicio hasta las herramientas neumáticas. También se propone instalar Unidades de Mantenimiento que regulen la presión, filtren el aire y el aceite.

Los secadores marca *Sullair* tienen dañados los sensores de presión y temperatura, se les debe hacer recarga del refrigerante R-407. Los secadores Marca Atlas Copco y Beta presentan problemas de corrosión en sus partes internas.

El secador *Ingersoll Rand* presenta problemas en el sistema de control. Se recomienda la revisión por parte del fabricante para que se determinen las posibles causas por las que actualmente no funciona, y en caso de ser puesto en operación está capacitado para cubrir la demanda actual y futura a un 20% de capacidad adicional. Adicionalmente se sugiere la instalación de un secador de 1300 scfm de capacidad para ser instalado a la salida del sistema de generación.

4.1 Conclusiones:

- ✓ Se alcanzó el objetivo de medir consumos reales, capacidad en sala de compresores y pérdidas, determinando que el área de ensamble es donde se registran las mayores pérdidas 65 scfm, que representan 39% del total de pérdidas.
- ✓ Se alcanzó el objetivo de determinar si la red está correctamente diseñada, encontrando que a planta posee una red sobredimensionada lo cual influye en el aumento del consumo energético y por tanto aumenta el costo del sistema
- ✓ Se planteó un programa de operación de compresores el cual se traduce en un ahorro de \$17,485. del costo anual de funcionamiento de los mismos
- ✓ Se rediseñó la red de ensamble independizándola y cerrándola en forma de anillo de recirculación. Se propuso añadir bajantes cuello de ganso para retención de condensado e instalación de unidades de mantenimiento para conseguir condiciones de operación requeridas
- ✓ La humedad en el sistema de aire comprimido es alta (75%) lo que hace necesario la reactivación de los secadores de aire o su reemplazo con equipos nuevos que cubran la demanda y mejoren la calidad del aire evitando problemas de corrosión y mejorando el funcionamiento de los equipos y máquinas.
- ✓ El tiempo de retorno de la inversión es de 4.07 años lo cual se considera aceptable.
- ✓ Con la mejora del sistema de aire comprimido se obtiene un ahorro del 14% en energía eléctrica.

4.2 Recomendaciones:

- ✓ Se recomienda eliminar las pérdidas de todas las líneas de distribución de manera inmediata.
- ✓ Se recomienda realizar una medición de espesores de las tuberías para conocer su estado actual y determinar si es factible reutilizarla en caso de que se ejecute el rediseño.
- ✓ Se recomienda realizar una revisión de los secadores instalados por parte de personal técnico calificado o del fabricante, para determinar si es posible rehabilitarlos ya que de ser así, no sería necesaria la instalación de un sistema de tratamiento adicional porque la capacidad actualmente instalada cubre la demanda de aire requerido en la planta, con esto se tendría un ahorro de aproximadamente \$30,000, lo cual disminuye el tiempo de retorno de Inversión del rediseño desde 4.07 años hasta 3.08 años; es decir aproximadamente tres años y 25 días.

REFERENCIAS

- AtlasCopco. (2010). *Atlas Copco*. Recuperado el 22 de Agosto de 2015, de <http://www.atlascopco.es/es/products/links/>
- Belfor II, C. (s.f.). *Scribd*. Recuperado el 2015, de <https://es.scribd.com/doc/30182684/sistema-de-aire>
- Cengel, Y. (2006). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. En Y. Cengel, *Mecánica de Fluidos* (págs. Tabla A-9). McGraw-Hill.
- Creu-Solé, A. (s.f.). *Neumática e Hidráulica*.
- IngersollRand. (s.f.). *Ingersoll Rand*. Obtenido de www.ingersollrandproducts.com/am-es/support/manuals.../catalogs
- SILVENT. (2013). Recuperado el jueves de junio de 2015, de SILVENT: <http://www.silvent.com/es/competencias/aire-comprimido-como-forma-de-energia/>
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4910/fichero/Documento+C.+Anexos%252FAnexo+9.+Aire+Comprimido.pdf>
- White, F. (2004). *Mecánica de Fluidos*. McGraw-Hill.
- Kaeser Compresores. *Manual Aire Comprimido, un suministro eficiente y confiable en su proceso*. Seminario 2011.
- Atlas Copco. *Manual de Instalación de Equipos de Aire Comprimido*.
- Shigley. *Diseño en ingeniería mecánica* (Cap. 9).Mc Graw Hill. Octava Edición

ANEXOS

Anexo 1. Costo de Mantenimiento de Compresores

Compresor	Detalles	Cant.	Unitario	Total
Compresor #1 Atlas Copco 125 HP	Separador	1	\$ 2,788.96	\$ 2,788.96
	Filtro de aire	2	\$ 263.85	\$ 527.70
	Filtro de aceite	3	\$ 79.33	\$ 237.99
	Canecas de aceite hidráulico	80	\$ 21.93	\$ 1,754.40
	Empaque para separador	2	\$ 156.19	\$ 312.38
				\$ 5,621.43
Compresor #3 Atlas Copco 200HP	Separador	1	\$ 2,788.96	\$ 2,788.96
	Filtro de aire	1	\$ 465.37	\$ 465.37
	Filtro de aceite	3	\$ 79.33	\$ 237.99
	Canecas de aceite Roto Fluid	80	\$ 21.93	\$ 1,754.40
	Empaque para separador	2	\$ 156.19	\$ 312.38
				\$ 5,559.10
Compresor # 2 Ingersoll rand 150 HP	Separador	1	\$ 1,617.60	\$ 1,617.60
	Filtro de aceite	2	\$ 287.09	\$ 574.18
	Filtro de aire	1	\$ 164.08	\$ 164.08
	Caneca de aceite Ultra Cooland	3	\$ 456.44	\$ 1,369.32
				\$ 3,725.18
Compresor #5 Ingersoll rand 100HP	Separador	1	\$ 776.66	\$ 776.66
	Filtro de aceite	1	\$ 287.09	\$ 287.09
	Filtro de aire	2	\$ 97.38	\$ 194.76
	Caneca de aceite Ultra Cooland	2	\$ 456.44	\$ 912.88
				\$ 2,171.39
Compresores # 4 y #6 Sullair 150HP y 125HP	Separador primario	1	\$ 1,572.12	\$ 1,572.12
	Separador secundario	1	\$ 644.66	\$ 644.66
	Filtro de aire	1	\$ 355.66	\$ 355.66
	Filtro de aceite	1	\$ 191.05	\$ 191.05
	Canecas de aceite Geniune	3	\$ 546.23	\$ 1,638.69
				\$ 8,804.36
Subtotal				\$ 25,881.46
Iva (12%)				\$ 3,105.78
Total				\$ 28,987.24

Anexo 2 HESSE – FESTO - Compressed Air as an Energy Carrier

Consuming device	Duty Cycle
Drill	30%
Grinder	40%
Hammer chisel	30%
Stamper	15%
Molding machine	20%
Blasting gun	10%
Insertter	80%

Anexo 3 Factores de Simultaneidad y uso. HESSE – FESTO - Compressed Air as an Energy Carrier

Number of consuming devices	Simultaneity factor	Number of consuming devices	Simultaneity factor
1	1	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.68
5	0.83	13	0.67
6	0.80	14	0.66
7	0.77	15	0.65
8	0.75	100	0.20

Anexo 3.1 Herramientas neumáticas en ensamble

HERRAMIENTA	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRESIÓN DE ENTRADA (PSI)
Atornillador tipo pistola	Chicago P-Neumático	CP2611	21	90
Remachadora Neumática	Chicago P-Neumático	CCP9883	4	90
Engrapadora para cajas de cartón	BeA	ATC18	3	90
Atornillador neumático tipo pistola	Atlas Copco	LUD22HR5	33	90
Remachadora Neumática	LOBSTER	AR 2000MV	5	90
Atornillador neumático tipo ratchet	Atlas Copco	LTV009R11-6	10	90
Tensor neumático	-	-	-	90
Atornillador Recto	Atlas Copco	LUD21PR14-P	3	90
Engrapadora de cartón	BeA	95/16-425	6	90

Anexo 4 Consumo Real en Pre- ensamble

PRE - ENSAMBLE					
Herramienta	Factor uso	Factor simultaneidad	Cantidad	Consumo[scfm]	TOTAL
pistolas neumáticas	0.1	0.67	2	21	2.814
atornilladores ratchet	0.1	0.67	2	8	1.072
pistola neumática	0.1	0.67	1	21	1.407
atornillador ratchet	0.1	0.67	2	8	1.072
neumático recto	0.1	0.67	1	8	0.536
atornillador ratchet	0.1	0.67	1	8	0.536
pistola neumática	0.1	0.67	2	21	2.814
tensor	0.1	0.67	1	8	0.536
pre - celda	0.1	0.67	1	21	1.407
TOTAL			13		12.194

Anexo 5 Consumo Real en Área Cocinetas

COCINETA-PARRILA ANDINA					
Herramienta	Factor uso	Factor simultaneidad	Cantidad	Consumo[scfm]	TOTAL
neumático pistola	0.1	0.5	6	21	6.3
remachadora	0.1	0.5	1	2.3	0.115
grapadora	0.1	0.5	3	0.04	0.006
neumático pistola	0.1	0.5	6	21	6.3
remachadora	0.1	0.5	1	2.3	0.115
grapadora	0.1	0.5	1	0.04	0.002
TOTAL			18		12.838

Anexo 6 Consumo Real en Celdas

CELDA 1					
Herramienta	Factor uso	Factor simultaneidad	Cantidad	Consumo[scfm]	TOTAL
neumático pistola	0.1	0.89	1	16	1,424
remachadora	0.1	0.89	1	2.3	0,204
grapadora	0.1	0.89	1	0.04	0,003
TOTAL			3		1,631

CELDA 2					
Herramienta	Factor uso	Factor simultaneidad	Cantidad	Consumo[scfm]	TOTAL
neumático pistola	0.1	0.89	2	21	3,738
neumático pistola	0.1	0.89	7	16	9,968
remachadora	0.1	0.89	1	2.3	0,2047
TOTAL			10		13,911

Anexo 7 Consumo Real en Celdas

INDUCCION					
Herramienta	Factor uso	Factor simultaneidad	Cantidad	Consumo[scfm]	TOTAL
neumático pistola	0.1	0.89	3	21	5.607
TOTAL					5.607

Anexo 8. Propiedades Físicas del Aire a presión atmosférica. (Cengel, 2006)

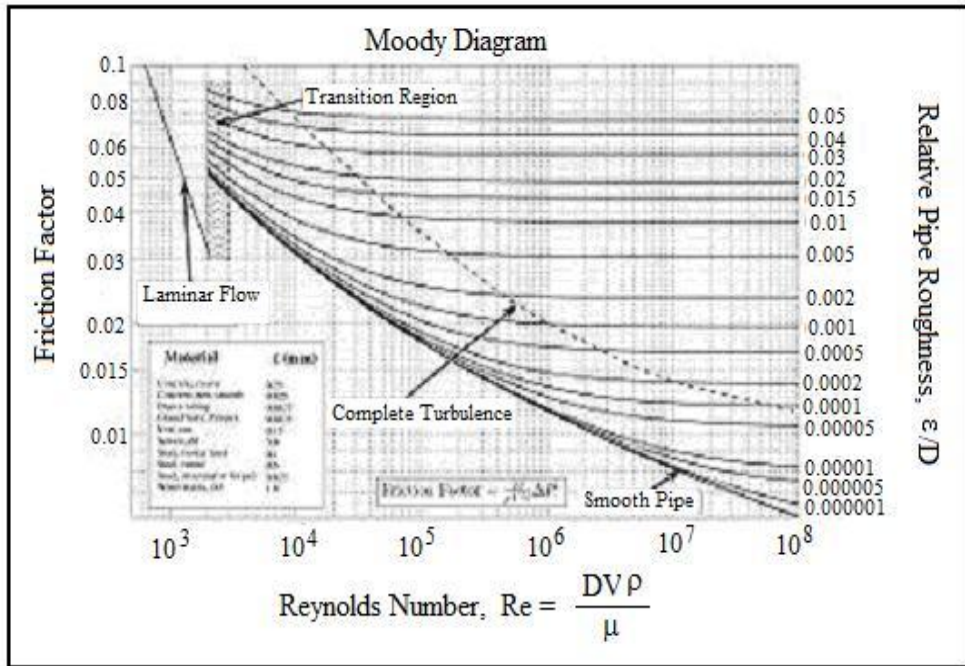
Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico c_p $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

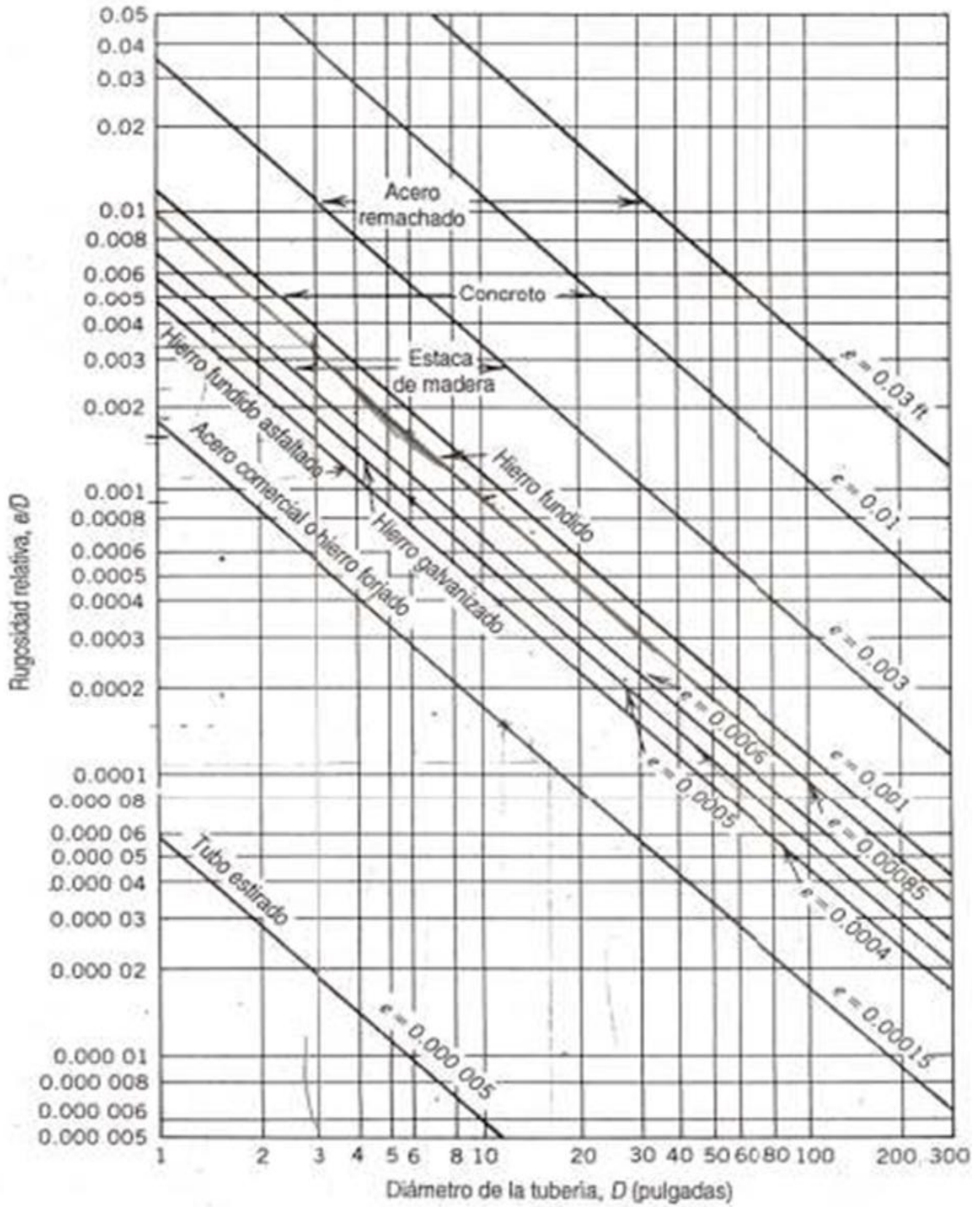
Nota: Para gases ideales, c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se dividen ν y α entre P (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3; Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11; Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

Anexo 9 Diagrama de Moody.



Anexo 10 Rugosidad Relativa de Tuberías



Anexo 11 Longitudes Equivalentes de Accesorios

Tramo de Pintura 1			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	12	2,44	29,28
Tee Ø 4" recta	1	1,20	1,2
Longitud equivalente total			30,48

Tramo de Pintura 2			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	12	2,44	29,28
Tee Ø 4" recta	3	1,20	3,6
Longitud equivalente total			32,88

Tramo de Metalistería 1			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø3"	12	1,83	21,96
Tee Ø 3" recta	4	0,85	3,4
Longitud equivalente total			25,36

Tramo de Metalistería 2			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	2	2,44	4,88
Codo 90° Ø3"	11	1,83	20,13
Tee Ø 4" recta	17	1,20	20,4
Reducción 4x3	1	0,85	0,85
Reducción 3x4	1	4,88	4,88
Longitud equivalente total			51,14

Área de Esmaltado tramo 1			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	7	2,44	17,08
Tee Ø 4" recta	4	1,20	4,8
Longitud equivalente total			21,88

Área de Esmaltado tramo 2			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	8	2,44	19,52
Tee Ø 4" recta	5	1,20	6
Longitud equivalente total			25,52

Área de Ensamble 1			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø 4"	4	2,44	9,76
Codo 90° Ø3"	11	1,83	20,13
Tee Ø 4" recta	1	1,20	1,2
Reducción 4x3	1	0,85	0,85
Reducción 3x4	2	4,88	9,76
Longitud equivalente total			41,7

Área de Ensamble 2			
Descripción	Cantidad	Le (m)	Le Total (m)
Codo 90° Ø3"	10	1,83	18,3
Tee Ø 4" recta	12	1,20	14,4
Reducción 4x3	1	0,85	0,85
Reducción 3x4	1	4,88	4,88
Válvula de bola Ø4"	2	7,32	14,64
Longitud equivalente total			53,07

Anexo 12 Caídas de Presión del Rediseño de Ensamble y Línea Principal

Sala de Compresores - Área de Pintura Tramo 1			
Diámetro de Tubería			D= 4in
Descripción	Variable	Unidad	Valor
Caudal	Q	Scfm	374.40
Caudal	Q	m ³ /s	0.17669723
Área	A	m ²	0.010207
Diámetro de Tubería	D	m	0.114
Velocidad	V	m/s	17.31
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	1.19E+05
Rugosidad Relativa	ϵ/D	n/a	0.0004
Factor de Fricción	f	n/a	0.020
Longitud de Tubería	L	m	70.25
Longitud Equivalente	Le	m	30.48
Longitud Total	LT	m	100.73
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145
Presión inicial	P	Psi	89.90
Caída de Presión	ΔP	Pa	3031.92
Caída de Presión	ΔP	Psi	0.440
Caída de Presión	ΔP	%	0.49%

Sala de Compresores - Área de Pintura Tramo 2			
Diámetro de Tubería			D= 4in
Descripción	Variable	Unidad	Valor
Caudal	Q	Scfm	374.40
Caudal	Q	m ³ /s	0.17669723
Área	A	m ²	0.010207
Diámetro de Tubería	D	m	0.114
Velocidad	V	m/s	17.31
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	1.19E+05
Rugosidad Relativa	ϵ/D	n/a	0.0004
Factor de Fricción	f	n/a	0.020
Longitud de Tubería	L	m	88.17
Longitud Equivalente	Le	m	32.88
Longitud Total	LT	m	121.05
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145
Presión inicial	P	Psi	89.46
Caída de Presión	ΔP	Pa	3643.54
Caída de Presión	ΔP	Psi	0.528
Caída de Presión	ΔP	%	0.59%

Sala de Compresores - Área Metalistería 1			
Diámetro de Tubería			D= 3in
Descripción	Variable	Unidad	Valor
Caudal	Q	Scfm	168.00
Caudal	Q	m ³ /s	0.07928722
Área	A	m ²	0.006207
Diámetro de Tubería	D	m	0.0889
Velocidad	V	m/s	12.77
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	6.86E+04
Rugosidad Relativa	ε/D	n/a	0.00055
Factor de Fricción	f	n/a	0.020
Longitud de Tubería	L	m	242.11
Longitud Equivalente	Le	m	25.36
Longitud Total	LT	m	267.47
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145
Presión inicial	P	Psi	89.90
Caída de Presión	ΔP	Pa	5620.78
Caída de Presión	ΔP	Psi	0.815
Caída de Presión	ΔP	%	0.91%

Sala de Compresores - Área de Metalistería 2					
Diámetro de Tubería			D= 3in	D= 4in	D= 3in
Descripción	Variable	Unidad	Valor	Valor	Valor
Caudal	Q	Scfm	168.00	168.00	168.00
Caudal	Q	m ³ /s	0.07928722	0.07928722	0.07928722
Área	A	m ²	0.006207	0.010207	0.006207
Diámetro de Tubería	D	m	0.0889	0.114	0.0889
Velocidad	V	m/s	12.77	7.77	12.77
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655	0.00001655	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	6.86E+04	5.35E+04	6.86E+04
Rugosidad Relativa	ε/D	n/a	0.00055	0.0004	0.00055
Factor de Fricción	f	n/a	0.020	0.019	0.020
Longitud de Tubería	L	m	77.71	133.60	29.30
Longitud Equivalente	Le	m	12.50	26.13	12.50
Longitud Total	LT	m	90.21	159.73	41.80
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145	1.145	1.145
Presión en tramo	P	Psi	89.90	89.63	89.49
Caída de Presión	ΔP	Pa	1895.73	919.64	878.41
Caída de Presión	ΔP	Psi	0.275	0.133	0.127
Caída de Presión	ΔP	%	0.31%	0.15%	0.14%

Sala de Compresores - Área Esmaltado tramo 1			
Diámetro de Tubería			D= 4in
Descripción	Variable	Unidad	Valor
Caudal	Q	Scfm	339.60
Caudal	Q	m ³ /s	0.16027345
Área	A	m ²	0.010207
Diámetro de Tubería	D	m	0.114
Velocidad	V	m/s	15.70
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	1.08E+05
Rugosidad Relativa	ϵ/D	n/a	0.0006
Factor de Fricción	f	n/a	0.024
Longitud de Tubería	L	m	213.65
Longitud Equivalente	Le	m	21.88
Longitud Total	LT	m	235.53
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145
Presión inicial	P	Psi	89.90
Caída de Presión	ΔP	Pa	6999.23
Caída de Presión	ΔP	Psi	1.015
Caída de Presión	ΔP	%	1.13%

Sala de Compresores - Área Esmaltado tramo 2			
Diámetro de Tubería			D= 4in
Descripción	Variable	Unidad	Valor
Caudal	Q	Scfm	339.60
Caudal	Q	m ³ /s	0.16027345
Área	A	m ²	0.010207
Diámetro de Tubería	D	m	0.114
Velocidad	V	m/s	15.70
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	1.08E+05
Rugosidad Relativa	ϵ/D	n/a	0.0025
Factor de Fricción	f	n/a	0.024
Longitud de Tubería	L	m	214.75
Longitud Equivalente	Le	m	25.52
Longitud Total	LT	m	240.27
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145
Presión en tramo	P	Psi	89.90
Caída de Presión	ΔP	Pa	7140.09
Caída de Presión	ΔP	Psi	1.036
Caída de Presión	ΔP	%	1.15%

Sala de Compresores - Área Ensamble tramo 1					
Diámetro de Tubería			D= 3in	D= 4in	D= 3in
Descripción	Variable	Unidad	Valor	Valor	Valor
Caudal	Q	Scfm	212.40	212.40	212.40
Caudal	Q	m ³ /s	0.10024170	0.10024170	0.10024170
Área	A	m ²	0.006207	0.010207	0.006207
Diámetro de Tubería	D	m	0.0889	0.114	0.0889
Velocidad	V	m/s	16.15	9.82	16.15
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	0.00001655	0.00001655	0.00001655
Número de Reynolds	Re	n/a	8.67E+04	6.76E+04	8.67E+04
Rugosidad Relativa	ε/D	n/a	0.0025	0.0025	0.0025
Factor de Fricción	f	n/a	0.024	0.024	0.024
Longitud de Tubería	L	m	77.71	39.50	117.88
Longitud Equivalente	Le	m	14.95	11.81	14.95
Longitud Total	LT	m	92.66	51.31	132.83
Densidad del aire	ρ	Kg/m ³	1.145	1.145	1.145
Presión inicial	P	Psi	89.90	89.36	89.27
Caída de Presión	ΔP	Pa	3734.75	596.46	5353.93
Caída de Presión	ΔP	Psi	0.542	0.087	0.777
Caída de Presión	ΔP	%	0.60%	0.10%	0.87%

Anexo 13 Propiedades Físicas del agua a diferentes temperaturas.

TABLA B.2
Propiedades físicas del agua (unidades SI)

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Peso específico ^b , (kN/m ³)	Viscosidad dinámica, (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática, (m ² /s)	Tensión superficial ^c , (N/m)	Presión de vapor, p_v (N/m ² (abs.))	Velocidad del sonido ^d , c (m/s)
0	999.9	9.806	1.787 E-3	1.787 E-6	7.56 E-2	6.105 E+2	1403
5	1000.0	9.807	1.519 E-3	1.519 E-6	7.49 E-2	8.722 E+2	1427
10	999.7	9.804	1.307 E-3	1.307 E-6	7.42 E-2	1.228 E+3	1447
20	998.2	9.789	1.002 E-3	1.004 E-6	7.28 E-2	2.338 E+3	1481
30	995.7	9.765	7.975 E-4	8.009 E-7	7.12 E-2	4.243 E+3	1507
40	992.2	9.731	6.529 E-4	6.580 E-7	6.96 E-2	7.376 E+3	1526
50	988.1	9.690	5.468 E-4	5.534 E-7	6.79 E-2	1.233 E+4	1541
60	983.2	9.642	4.665 E-4	4.745 E-7	6.62 E-2	1.992 E+4	1552
70	977.8	9.589	4.042 E-4	4.134 E-7	6.44 E-2	3.116 E+4	1555
80	971.8	9.530	3.547 E-4	3.650 E-7	6.26 E-2	4.734 E+4	1555
90	965.3	9.467	3.147 E-4	3.260 E-7	6.08 E-2	7.010 E+4	1550
100	958.4	9.399	2.818 E-4	2.940 E-7	5.89 E-2	1.013 E+5	1543

Anexo 14 Diámetro Tubería – Instalación Compresores

COMPRESOR	P[hp]	ASCFM[Scfm]	Q[m ³ /s]	V[m/s]	4/3.1416	A=Q/V[m ²]	Ø2[m ²]	Ø[in]
1	96.1	444	0.212232	20	1.17096019	0.0106116	0.01242576	4.39
2	116.7	529	0.252862	20	1.17096019	0.0126431	0.01480457	4.79
3	173.1	394	0.188332	20	1.17096019	0.0094166	0.01102646	4.13
4	109.6	404	0.193112	20	1.17096019	0.0096556	0.01130632	4.19
5	86.6	375	0.17925	20	1.17096019	0.0089625	0.01049473	4.03
6	91.5	291	0.139098	20	1.17096019	0.0069549	0.00814391	3.55

Anexo 15 Diámetro Tubería – red de distribución

ÁREA	CONSUMO ACTUAL [Scfm]	DEMANDA 20% [Scfm]	Q[m ³ /seg]	Velocidad[m/s]	Área[m ²]	Ø[in]
Metalistería	155	186	0.087782224	20	0.004389111	2.93
Pintura	325	390	0.184059503	20	0.009202975	4.25
Ensamble	166	199.2	0.094011931	20	0.004700597	3.04
Esmaltado	303	363.6	0.17160009	20	0.008580005	4.10

Anexo 16 Diámetro Tubería – red de distribución actual

ÁREA	CONSUMO ACTUAL [Scfm]	Q [m ³ /seg]	Velocidad [m/s]	Área[m ²]	Ø[in]
Metalistería	155	0.07315	20	0.0036	2.68
Pintura	325	0.15338	20	0.00766	3.88
Ensamble	166	0.07834	20	0.00391	2.77
Esmaltado	303	0.14300	20	0.00715	3.75

Anexo 17 Datos para el diseño de manifold

Áreas de sección transversal de tuberías			
A [m ²]	Ø[m]	Ø[in]	Ø[mm]
0.03	0.194	7.67	194.87

Anexo 18 Datos Técnicos – Acero al Carbono. Fuente: Página Web VEMACERO

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
8	200	8.625	219,1	0.188	4.78	-	-	16.94	25.26	780	55	920	65
				0.203	5.16	-	-	18.26	27.22	850	60	1000	70
				0.219	5.56	-	-	19.66	29.28	910	64	1070	75
				0.250	6.35	-	20	22.36	33.31	1040	73	1220	86
				0.277	7.04	-	30	24.70	36.81	1160	82	1350	95
				0.312	7.92	-	-	27.70	41.24	1300	91	1520	107
				0.322	8.18	STD	40	28.55	42.55	1340	94	1570	110
				0.344	8.74	-	-	30.42	45.34	1440	101	1680	118
				0.375	9.52	-	-	33.04	49.20	1570	110	1830	129
				0.406	10.31	-	60	35.64	53.08	1700	120	2000	141
				0.438	11.13	-	-	38.30	57.08	1830	129	2130	150
				0.500	12.70	XS	80	43.39	64.64	2090	147	2430	171
				0.594	15.09	-	100	50.95	75.92	2500	176	2800	197
				0.719	18.26	-	120	60.71	90.44	2800	197	2800	197
				0.812	20.62	-	140	67.76	100.92	2800	197	2800	197
				0.875	22.22	XXS	-	72.42	107.88	2800	197	2800	197
				0.906	23.01	-	160	74.69	111.27	2800	197	2800	197

Anexo 19 Diámetros Nominales – Acero al Carbono

Diámetro nominal	Diámetro exterior		Espesor		Peso nominal por unidad de longitud, y extremo liso	
	pulgadas	mm	pulgadas	mm	lb/pie	kg/m
1/2	0.840	21.3	0.110	2.8	0.85	1.27
3/4	1.050	26.7	0.113	2.9	1.13	1.69
1	1.315	33.4	0.133	3.4	1.68	2.50
1 1/4	1.660	42.2	0.140	3.6	2.27	3.39
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.7	2.72	4.05
2	2.375	60.3	0.154	3.9	3.66	5.44
2 1/2	2.875	73.0	0.203	5.2	5.80	8.63
3	3.500	88.9	0.216	5.5	7.58	11.29
4	4.500	114.3	0.237	6.0	10.80	16.07
6	6.625	168.3	0.280	7.1	18.99	28.26

Anexo 20 Distancia entre salientes de tubería del *manifold*

Área	Diámetro[m]	NPS[in]	Diámetro Exterior[mm]	Distancia entre tuberías [mm]
Metalistería	0.075	3	88.9	228.6
Pintura	0.108	4	114.3	
Ensamble	0.077	3	88.9	
Esmaltado	0.104	4	114.3	

Anexo 21 Tabla para selección de brida. Fuente: ASME B16.5 – 2003

ASME B16.5-2003 ANNEX F

Table F2-1.1 Pressure-Temperature Ratings for Group 1.1 Materials

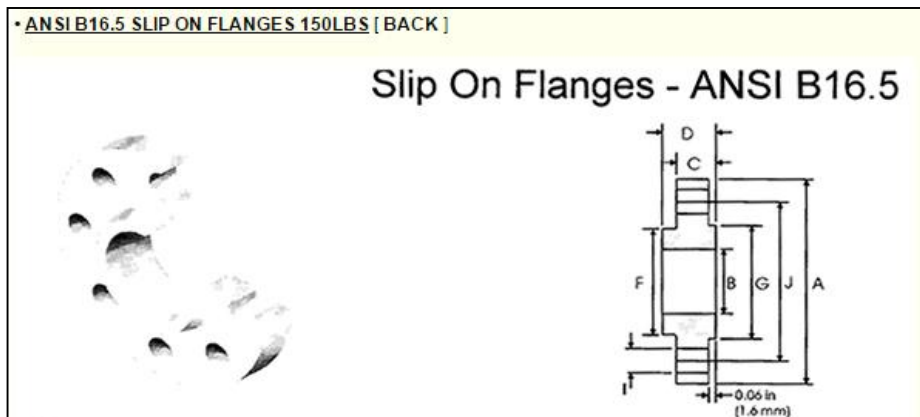
Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1), (2)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		A 537 cl. 1 (3)
3 ¹ / ₂ Ni	A 350 Gr. LF 3		

Working Pressures by Classes, psig



Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	985	1480	2220	3705	6170
200	260	680	905	1360	2035	3395	5655
300	230	655	870	1310	1965	3270	5450
400	200	635	845	1265	1900	3170	5280
500	170	605	805	1205	1810	3015	5025
600	140	570	755	1135	1705	2840	4730
650	125	550	730	1100	1650	2745	4575
700	110	530	710	1060	1590	2655	4425
750	95	505	675	1015	1520	2535	4230
800	80	410	550	825	1235	2055	3430
850	65	320	425	640	955	1595	2655
900	50	230	305	460	690	1150	1915
950	35	135	185	275	410	685	1145
1000	20	85	115	170	255	430	715

NOTES:
 (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
 (2) Not to be used over 850°F.
 (3) Not to be used over 700°F.
 (4) Not to be used over 500°F.

Anexo 22 Tipos de brida deslizante. Fuente: ASME B16.5 – 2003




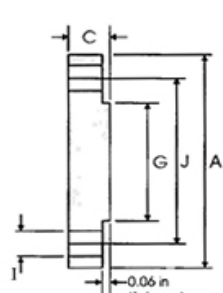
Anexo 23 Especificaciones de brida deslizante clase 150. Fuente: ASME B16.5 – 2003

Class 150 lb												<small>(1.6 mm)</small>
Nominal Pipe Size	Pipe	Flange Data				Hub	Raised Face	Drilling Data			Weight	
		A	B	C	D	F	G	H	I	J		
	Outside Diameter	Overall Diameter	Inside Diameter	Flange Thickness min	Overall Length	Hub Diameter	Face Diameter	Number of Holes	Bolt Hole Diameter	Diameter of Circle of Holes	kg/ piece	
in mm	in mm	in mm	in mm	in mm	in mm	in mm		in mm	in mm			
1/2	0.840	3.500	0.880	0.440	0.620	1.190	1.380	4	0.620	2.380	0.39	
	21.30	88.90	22.40	11.20	15.70	30.20	35.10		15.70	60.45		
3/4	1.050	3.880	1.090	0.500	0.620	1.500	1.690	4	0.620	2.750	0.56	
	26.70	98.60	27.70	12.70	15.70	38.10	42.90		15.70	69.85		
1	1.315	4.250	1.360	0.560	0.690	1.940	2.000	4	0.620	3.120	0.78	
	33.40	108.0	34.50	14.20	17.50	49.30	50.80		15.70	79.25		
1 1/4	1.660	4.620	1.700	0.620	0.810	2.310	2.500	4	0.620	3.500	1.03	
	42.20	117.3	43.20	15.70	20.60	58.70	63.50		15.70	88.90		
1 1/2	1.900	5.000	1.950	0.690	0.880	2.560	2.880	4	0.620	3.880	1.32	
	48.30	127.0	49.50	17.50	22.40	65.00	73.15		15.70	98.60		
2	2.375	6.000	2.440	0.750	1.000	3.060	3.620	4	0.750	4.750	2.06	
	60.30	152.4	62.00	19.10	25.40	77.70	91.90		19.10	120.7		
2 1/2	2.875	7.000	2.940	0.880	1.120	3.560	4.120	4	0.750	5.500	3.28	
	73.00	177.8	74.70	22.40	28.40	90.40	104.6		19.10	139.7		
3	3.500	7.500	3.570	0.940	1.190	4.250	5.000	4	0.750	6.000	3.85	
	88.90	190.5	90.70	23.90	30.20	108.0	127.0		19.10	152.4		
3 1/2	4.000	8.500	4.070	0.940	1.250	4.810	5.500	8	0.750	7.000	4.81	
	101.6	215.9	103.4	23.90	31.75	122.2	139.7		19.10	177.8		
4	4.500	9.000	4.570	0.940	1.310	5.310	6.190	8	0.750	7.500	5.30	
	114.3	228.6	116.1	23.90	33.30	134.9	157.2		19.10	190.5		
5	5.563	10.00	5.660	0.940	1.440	6.440	7.310	8	0.880	8.500	6.07	
	141.3	254.0	143.8	23.90	36.60	163.6	185.7		22.40	215.9		
6	6.625	11.00	6.720	1.000	1.560	7.560	8.500	8	0.880	9.500	7.45	
	168.3	279.4	170.7	25.40	39.60	192.0	215.9		22.40	241.3		
8	8.625	13.50	8.720	1.120	1.750	9.690	10.62	8	0.880	11.75	12.1	
	219.1	342.9	221.5	28.40	44.50	246.1	269.7		22.40	298.5		
10	10.75	16.00	10.88	1.190	1.940	12.00	12.75	12	1.000	14.25	16.5	
	273.0	406.4	276.3	30.20	49.30	304.8	323.9		25.40	362.0		
12	12.75	19.00	12.88	1.250	2.190	14.38	15.00	12	1.000	17.00	26.2	
	323.8	482.6	327.1	31.75	55.60	365.3	381.0		25.40	431.8		
14	14.00	21.00	14.14	1.380	2.250	15.75	16.25	12	1.120	18.75	34.6	
	355.6	533.4	359.1	35.10	57.15	400.1	412.8		28.40	476.3		
16	16.00	23.50	16.16	1.440	2.500	18.00	18.50	16	1.120	21.25	44.8	
	406.4	596.9	410.5	36.60	63.50	457.2	469.9		28.40	539.8		
18	18.00	25.00	18.18	1.560	2.690	19.88	21.00	16	1.250	22.75	48.9	
	457.2	635.0	461.8	39.60	68.30	505.0	533.4		31.75	577.9		
20	20.00	27.50	20.20	1.690	2.880	22.00	23.00	20	1.250	25.00	61.9	
	508.0	698.5	513.1	42.90	73.15	558.8	584.2		31.75	635.0		
24	24.00	32.00	24.25	1.880	3.250	26.12	27.25	20	1.380	29.50	86.9	
	609.6	812.8	616.0	47.80	82.60	663.4	692.2		35.10	749.3		



Anexo 24 Tipos de brida ciega. Fuente: ASME B16.5 – 2003

• ANSI B16.5 BLIND FLANGES 150LBS [BACK]

Blind Flanges - ANSI B16.5

Anexo 25 Especificaciones de brida ciega clase 150. Fuente: ASME B16.5 – 2003

Class 150 lb								
Nominal Pipe Size	Pipe	Flange Data			Raised Face	Drilling Data		Weight
		A	C	G	H	I	J	
	Outside Diameter	Overall Diameter	Flange Thickness min	Face Diameter	Number of Holes	Bolt Hole Diameter	Diameter of Circle of Holes	kg/piece
in mm	in mm	in mm	in mm	in mm		in mm		
1/2	0.840	3.500	0.440	1.380	4	0.620	2.380	0.42
	21.30	88.90	11.20	35.10		15.70	60.45	
3/4	1.050	3.880	0.500	1.690	4	0.620	2.750	0.61
	26.70	98.60	12.70	42.90		15.70	69.85	
1	1.315	4.250	0.560	2.000	4	0.620	3.120	0.86
	33.40	108.0	14.20	50.80		15.70	79.25	
1 1/4	1.660	4.620	0.620	2.500	4	0.620	3.500	1.17
	42.20	117.3	15.70	63.50		15.70	88.90	
1 1/2	1.900	5.000	0.690	2.880	4	0.620	3.880	1.53
	48.30	127.0	17.50	73.15		15.70	98.60	
2	2.375	6.000	0.750	3.620	4	0.750	4.750	2.42
	60.30	152.4	19.10	91.90		19.10	120.7	
2 1/2	2.875	7.000	0.880	4.120	4	0.750	5.500	3.94
	73.00	177.8	22.40	104.6		19.10	139.7	
3	3.500	7.500	0.940	5.000	4	0.750	6.000	4.93
	88.90	190.5	23.90	127.0		19.10	152.4	
3 1/2	4.000	8.500	0.940	5.500	8	0.750	7.000	6.17
	101.6	215.9	23.90	139.7		19.10	177.8	
4	4.500	9.000	0.940	6.190	8	0.750	7.500	7.00
	114.3	228.6	23.90	157.2		19.10	190.5	
5	5.563	10.00	0.940	7.310	8	0.880	8.500	8.63
	141.3	254.0	23.90	185.7		22.40	215.9	
6	6.625	11.00	1.000	8.500	8	0.880	9.500	11.3
	168.3	279.4	25.40	215.9		22.40	241.3	
8	8.625	13.50	1.120	10.62	8	0.880	11.75	19.6
	219.1	342.9	28.40	269.7		22.40	298.5	
10	10.75	16.00	1.190	12.75	12	1.000	14.25	28.8
	273.0	406.4	30.20	323.9		25.40	362.0	
12	12.75	19.00	1.250	15.00	12	1.000	17.00	43.2
	323.8	482.6	31.75	381.0		25.40	431.8	
14	14.00	21.00	1.380	16.25	12	1.120	18.75	58.1
	355.6	533.4	35.10	412.8		28.40	476.3	
16	16.00	23.50	1.440	18.50	16	1.120	21.25	76.0
	406.4	596.9	36.60	469.9		28.40	539.8	
18	18.00	25.00	1.560	21.00	16	1.250	22.75	93.7
	457.2	635.0	39.60	533.4		31.75	577.9	
20	20.00	27.50	1.690	23.00	20	1.250	25.00	122
	508.0	698.5	42.90	584.2		31.75	635.0	
24	24.00	32.00	1.880	27.25	20	1.380	29.50	185
	609.6	812.8	47.80	692.2		35.10	749.3	

Anexo 26 Selección de Tornillos o espárragos para bridas. Fuente: Página Web Distribuidor TITAN

Dimensiones de bridas 150 LB B 16.5 - 1961

Paso Nominal Nominal Size	T		T1		T2				T3		T4		Tornillos o espárragos Studs		T5		T6			
	Inch	mm	Inch	mm	Acoplamiento Coupling		Válvula o accesorio Valve		Inch	mm	Inch	mm	No.	Diámetro Diameter		Inch	mm	Inch	mm	
1/2	15	1/2	15	3 1/2	89	7/16	11		1 3/8	35	2 3/8	60.5	4	1/2	13	2 1/4	57.5	1 3/4	44.5	
3/4	20	3/4	20	3 1/8	98.5	1/2	13		1 11/16	43	2 3/4	70	4	1/2	13	2 1/4	57.5	2	51	
1	25	1	25	4 1/4	108	9/16	14.5	7/16	11	2	51	3 1/8	79.5	4	1/2	13	2 1/2	63.5	2	51
1 1/4	32	1 1/4	32	4 5/8	117.5	5/8	16	1/2	13	2 1/2	63.5	3 1/2	89	4	1/2	13	2 1/2	63.5	2 1/4	57.5
1 1/2	40	1 1/2	40	5	127	11/16	17.5	9/16	14.5	2 7/8	73	3 7/8	98.5	4	1/2	13	2 3/4	70	2 1/4	57.5
2	50	2	50	6	152.5	3/4	19	5/8	16	3 5/8	92	4 3/4	120.5	4	5/8	16	3	76.5	2 3/4	70
2 1/2	65	2 1/2	65	7	178	7/8	22.5	11/16	17.5	4 1/8	105	5 1/2	139.5	4	5/8	16	3 1/4	82.5	3	76.5
3	80	3	80	7 1/2	190.5	15/16	24	3/4	19	5	127	6	152.5	4	5/8	16	3 1/2	89	3	76.5
3 1/2	90	3 1/2	90	8 1/2	216	15/16	24	13/16	20.5	5 1/2	139.5	7	178	8	5/8	16	3 1/2	89	3	76.5
4	100	4	100	9	228.5	15/16			24	6 3/16	157.5	7 1/2	190.5	8	5/8	16	3 1/2	89	3	76.5
5	125	5	125	10	254	15/16	24	7 5/16		8 1/2	186		216	8	3/4	19	3 3/4	95.5	3 1/4	82.5
6	150	6	150	11	279.5	1			25.5	8 1/2	216	9 1/2	241.5	8	3/4	19	3 3/4	95.5	3 1/4	82.5
8	200	8	200	13 1/2	343	1 1/8			28.5	10 5/8	270	11 3/4	298.5	8	3/4	19	4	101.5	3 1/2	89

Anexo 27 Demanda entregada por los compresores durante una semana.

08/07/2015							
Horario	Compresor						consumo
	1	2	3	4	5	6	SCFM
6:43-7:47		679					679
7:47-8:00		679		554			1233
8:00-9:00		679		554			1233
9:00-10:28		679		554			1233
10:28-10:29		679	909	554			2142
10:29-11:00		679	909				1588
11:00-12:00		679	909				1588
12:00-13:00		679	909				1588
13:00-14:00		679	909				1588
14:00-15:00		679	909				1588
15:00-16:00		679	909				1588
16:00-16:33		679	909				1588
16:33-16:34	462	679	909				2050
16:34-17:09	462		909				1371
17:09-17:14	462						462
17:14-18:00	462				433		895
18:00-19:04	462				433		895
19:04-19:05	462				433	496	1391
19:05-19:06	462					496	958
19:06-20:00						496	496
20:00-21:00						496	496
21:00-22:00						496	496
22:00-23:00						496	496
23:00-00:00						496	496
00:00-00:32						496	496
Capacidad promedio							1145.36

Anexo 28 Potencia entregada por los compresores durante una semana.

08/07/2015							
Horario	Compresor						Potencia
	1	2	3	4	5	6	HP
6:43-7:47		116.7					116.7
7:47-8:00		116.7		109.6			226.3
8:00-9:00		116.7		109.6			226.3
9:00-10:28		116.7		109.6			226.3
10:28-10:29		116.7	173.1	109.6			399.4
10:29-11:00		116.7	173.1				289.8
11:00-12:00		116.7	173.1				289.8
12:00-13:00		116.7	173.1				289.8
13:00-14:00		116.7	173.1				289.8
14:00-15:00		116.7	173.1				289.8
15:00-16:00		116.7	173.1				289.8
16:00-16:33		116.7	173.1				289.8
16:33-16:34	96.1		173.1				269.2
16:34-17:09	96.1		173.1				269.2
17:09-17:14	96.1						96.1
17:14-18:00	96.1				86.6		182.7
18:00-19:04	96.1				86.6		182.7
19:04-19:05	96.1				86.6	91.5	274.2
19:05-19:06	96.1					91.5	187.6
19:06-20:00						91.5	91.5
20:00-21:00						91.5	91.5
21:00-22:00						91.5	91.5
22:00-23:00						91.5	91.5
23:00-00:00						91.5	91.5
00:00-00:32						91.5	91.5
Potencia promedio							209.40

Anexo 29 Ficha técnica del Secador de 1307 Scfm

Technical Specifications

Model	Nominal Air Flow		60Hz Models		Maximum Pressure bar g	Air Connections	Dimensions mm			Weight Kg
	m ³ /min	cfm	Nominal Absorbed kW	Electrical Supply			A	B	C	
TS 040	4.00	141	0.58	230/1/50	12	G1½ BSP (F)	615	791	552	65
TS 050	5.00	177	0.96	230/1/50	12	G1½ BSP (F)	615	791	552	66
TS 060	6.00	212	0.95	230/1/50	12	G1½ BSP (F)	615	791	552	68
TS 070	7.00	247	0.98	230/1/50	12	G1½ BSP (F)	615	791	552	70
TS 080	8.00	283	1.23	230/1/50	12	G1½ BSP (F)	615	791	552	73
TS 110	11.0	388	1.21	400/3/50	12	G2 BSP (F)	920	1015	672	140
TS 140	14.0	494	1.49	400/3/50	12	G2 BSP (F)	920	1015	672	144
TS 180	18.0	636	1.49	400/3/50	12	G2 BSP (F)	920	1015	672	150
TS 220	22.0	777	2.11	400/3/50	12	DN80	1010	1500	1310	400
TS 270	27.0	953	2.76	400/3/50	12	DN80	1010	1500	1310	420
TS 370	37.0	1307	3.19	400/3/50	12	DN80	1010	1500	1310	450
TS 450	45.0	1589	4.38	400/3/50	12	DN100	1010	1500	1310	470
TS 600	60.0	2119	5.63	400/3/50	12	DN100	1010	1500	1810	550
TS 770	77.0	2719	8.57	400/3/50	12	DN150	1010	1500	1810	580
TS 900	90.0	3178	7.72	400/3/50	12	DN150	1010	1500	1810	590
TS 1100	110.0	3885	9.93	400/3/50	12	DN150	1010	1500	1810	660

Multiplication Factors for Ambient Temperatures

°C	25	30	35	40	45	50
Correction Factor	1.00	0.98	0.92	0.88	0.80	0.70

Performances refer to air-cooled models with air suction of FAD 20°C, 1 bar, and the following operating conditions: 7 bar g working pressure, 3°C pressure dewpoint, 25°C ambient temperature, 35°C compressed air inlet temperature. All indicated data refers to ISO 7183.

Multiplication Factors for Working Pressure

Pressure bar g	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Pressure psi g	44	58	73	87	100	118	131	145	160	174
Correction Factor	0.74	0.84	0.90	0.96	1.00	1.04	1.08	1.09	1.11	1.13

Multiplication Factors for Inlet Temperatures

°C	30	35	40	45	50	55	60
Correction Factor	1.20	1.00	0.84	0.71	0.60	0.50	0.45

Multiplication Factors for Dewpoint

°C	3	5	7	10
Correction Factor	1.00	1.14	1.25	1.35

Operating Limitations

Maximum Pressure 12 bar g
 Ambient temperature 2°C - 50°C
 Maximum Inlet temperature 60°C
 IP Rating IP 44 Standard, IP 54 option available

Dryer Selection

Refrigeration dryers must be sized correctly. Flowrates are shown only for the operating conditions specified at 7 bar g.

To select a dryer for the following conditions use the correction factors given:

Example:

Ambient temperature 30°C (correction factor 0.98)
 Inlet temperature 40°C (correction factor 0.84)
 System pressure 6 bar g (correction factor 0.96)
 Dewpoint 3°C (correction factor 1.00)
 Customer flowrate 10m³/min

$$\frac{10\text{m}^3/\text{min}}{0.96 \times 0.84 \times 0.96 \times 1.00} = 12.9\text{m}^3/\text{min.}, \text{ therefore selection} = \text{TS 140}$$



Anexo 30 Ficha técnica de los filtros

Filter Specifications													
Filter Grade A, G, H, D	Pipe Size NPT in	Flow Rates 100 psig/7 bar g		Dimensions								Weight	
		cfm	m ³ /min	A in	mm	B in	mm	C in	mm	D in	mm	lb	kg
F35 I (grade)	0.50	21	0.58	2.99	76	1.81	46	8.07	205	1.00	25	1.5	0.68
F71 I (grade)	0.75	42	1.18	3.84	98	2.08	53	10.28	261	1.25	32	2.6	1.18
F108 I (grade)	0.75	64	1.80	3.84	98	2.08	53	10.28	261	1.25	32	2.6	1.18
F144 I (grade)	1.00	85	2.40	5.08	129	2.40	61	11.40	290	1.50	38	4.8	2.18
F178 I (grade)	1.00	105	2.97	5.08	129	2.40	61	11.40	290	1.50	38	4.8	2.18
F212 I (grade)	1.00	125	3.53	5.08	129	2.40	61	11.40	290	1.50	38	4.8	2.18
F395 I (grade)	1.50	233	6.58	5.08	129	2.40	61	15.00	381	1.50	38	6.2	2.81
F424 I (grade)	1.50	250	7.07	5.08	129	2.40	61	15.00	381	1.50	38	6.2	2.81
F577 I (grade)	2.00	339	9.62	6.69	170	2.90	74	19.70	500	2.00	51	12.4	5.62
F791 I (grade)	2.00	466	13.02	6.69	170	2.90	74	19.70	500	2.00	51	12.4	5.62
F985 I (grade)	2.00	580	16.42	6.69	170	2.90	74	19.70	500	2.00	51	12.4	5.62
F1155 I (grade)	3.00	680	19.25	8.06	205	3.40	86	22.50	572	2.25	57	27.5	12.47
F1529 I (grade)	3.00	900	25.48	8.06	205	3.40	86	26.50	673	2.25	57	31.2	14.15
F1817 I (grade)	3.00	1,070	30.30	8.06	205	3.40	86	29.77	756	2.25	57	34.5	15.65
F2124 I* (grade)	3.00	1,250	35.40	8.06	205	3.40	86	35.90	912	2.25	57	40.0	18.14
F2378 I** (grade)	3.00	1,400	39.63	8.06	205	3.40	86	35.90	912	2.25	57	40.0	18.14
AC, GP, HE, DP (grade)	Please Note: The Following Models Require a 150 lb Flange												
(grade) 2100	4.00	2,100	60.00	17.70	450	7.90	201	44.80	1138	25.50	648	210.0	95.26
(grade) 2750	4.00	2,750	78.00	19.60	498	9.00	229	48.00	1219	25.50	648	298.0	135.17
(grade) 4100	6.00	4,100	117.00	22.80	579	10.70	272	50.90	1293	25.50	648	390.0	176.90
(grade) 7000	8.00	7,000	195.00	29.50	749	14.20	361	59.80	1519	25.50	648	812.0	368.32
(grade) 11000	10.00	11,000	312.00	29.10	739	16.00	406	66.20	1681	31.50	800	1135.0	514.84
(grade) 17000	12.00	17,000	468.00	39.30	998	19.00	483	70.00	1778	33.40	848	1506.0	683.12

*H only **A, G, D only

Grade A, AC - Activated Carbon Filtration
Oil vapor and hydrocarbon odor removal, providing a maximum remaining oil content of <math><0.003 \text{ mg/m}^3</math> (<math><0.003 \text{ ppm}</math>) (excluding methane) @ 21°C. (Precede with Grade H filter)

Grade G, GP - General Purpose Protection
Particle removal down to 1 micron including coalesced liquid, water and oil, providing a maximum remaining oil aerosol content of 0.5 mg/m³ @ 21°C.

Operating Limitations:
Maximum Operating Pressure 250 psig (17 bar g) up to 1,400 cfm and 232 psig (16 bar g) above 1,400 cfm
Maximum Recommended Operating Temperature (Grade G, H, D, GP, HE, DP) 150°F (66°C)
Maximum Recommended Operating Temperature (Grade A, AC) 86°F (30°C)
Minimum Recommended Operating Temperature 34°F (1°C)

Grade H, HE - High Efficiency Oil Removal Filtration
Particle removal down to 0.01 micron including water and oil aerosols, providing a maximum remaining oil aerosol content of 0.01 mg/m³ @ 21°C. (Precede with Grade G filter)

Grade D, DP - General Purpose Dust Filtration
Dust particle removal down to 1 micron.

Line Pressure	psig	bar g	15	29	44	73	100	131	160	189	218	232	250
			1	2	3	5	7	9	11	13	15	16	17
			0.38	0.53	0.65	0.85	1.00	1.13	1.25	1.36	1.46	1.51	1.56

Anexo 31 Costo de Materiales del Rediseño

Material	Cantidad[m]	Precio Unit.	Precio Total
Tubería ASTM A53-1/2 in	405	7	\$ 2,835.00
Tubería ASTM A53 1 in	302	10.12	\$ 3,056.24
Tubería ASTM A532 in	359	12.83	\$ 4,605.97
Tubería ASTM A53 3 in	485	14.09	\$ 6,833.65
Tubería ASTM A534 in	655	21.79	\$ 14,272.45
codo 90° [1/2in]	148	3.2	\$ 473.60
codo 90° [1in]	19	5.6	\$ 106.40
codo 90° [2 in]	69	6.11	\$ 421.59
codo 90° [3 in]	43	6.59	\$ 283.37
codo 90°[4 in]	84	6.77	\$ 568.68
Tee [1/2in]	15	6	\$ 90.00
Tee [1in]	98	14.54	\$ 1,424.92
Tee [2 in]	118	17.5	\$ 2,065.00
Tee [3 in]	2	22.6	\$ 45.20
Tee [4 in]	13	25.25	\$ 328.25
Válvula de bola [1/2in]	177	12.5	\$ 2,212.50
Válvula de bola[1in]	72	36.55	\$ 2,631.60
Válvula de bola[2 in]	14	52.7	\$ 737.80
Válvula de bola[3 in]	5	240	\$ 1,200.00
Válvula de bola[4 in]	21	390	\$ 8,190.00
Válvula de purga [1/2in]	15	15	\$ 225.00
Válvula de purga[1in]	1	30	\$ 30.00
Válvula de purga[3 in]	1	35	\$ 35.00
Válvula de purga[4 in]	10	45	\$ 450.00
codo 45 [1/2in]	117	3	\$ 351.00
codo45 [1in]	6	5	\$ 30.00
codo 90 [1/2in] - tres divisiones	2	5	\$ 10.00
codo 90 [1in] - tres divisiones	4	7	\$ 28.00
codo 90 [2 in] - tres divisiones	8	10	\$ 80.00
codo 90[4 in] - tres divisiones	1	20	\$ 20.00
reductor de 2-1/2 in	39	25	\$ 975.00
reductor de 3-2 in	6	27	\$ 162.00
reductor de 4-2 in	26	35	\$ 910.00
reductor de 4-1/2 in	1	25	\$ 25.00
reductor de 4-3 in	23	30	\$ 690.00
reductor de 2-1 in	48	10	\$ 480.00
reductor de 4-1 in	2	27	\$ 54.00
reductor de 3-1/2 in	1	22	\$ 22.00
Manómetro 0-150 psi * 2 1/2	13	42.48	\$ 552.24
válvula retención 4 in	5	734	\$ 3,670.00

Continuación			
Material	Cantidad[m]	Precio Unit.	Precio Total
Válvula retención 3 in	1	464	\$ 464.00
Tanque de almacenamiento	1	3,750.00	\$ 3,750.00
<i>Manifold</i>	1	4,250.00	\$ 4,250.00
Secador 1300 SCFM	1	29,768.04	\$ 29,768.04
Filtro del Secador	2	3,479.57	\$ 3,479.57
Subtotal			\$ 99,143.07
Mano de Obra			\$ 9,914.31
Iva 12%			\$ 109,057.38
Total			\$ 122,721.68

Anexo 32 Cotizaciones



Av. J. T. Marengo Km. 2½ - Guayaquil
 Tlf.: 2596900
 E-mail: jpaez@la-llave.com
[http:// www.la-llave.com](http://www.la-llave.com)

SEÑORES: MASE

COTIZACION: JP16-082406

ATENCION: ROBERTO DEMERA

FECHA: 24/08/2016

"LA LLAVE S.A." se compromete a presentar la siguiente oferta, según su requerimiento:

ITEM	CANT.	UNID.	DESCRIPCIÓN	PRECIO DE VENTA	
				UNITARIO	TOTAL
			REPUESTOS COMPRESOR		
			INGERSOL-RAND Mod. SSR-EP-150		
1	1	=	IR SSR:SEPAR ELEM (54509427)	US\$ 1,617.60	US\$ 1,617.60
1	2	=	IR SSR:OIL/FILT ELEM 5 IN (39911631)	US\$ 287.09	US\$ 574.18
1	1	=	IR SSR:ELEM/FILT INLET (39903281)	US\$ 164.08	US\$ 164.08
1	3	=	IR LUBR TORN COOLANT ULTRA 20L (38459582)	US\$ 456.44	US\$ 1,369.32
				PRECIO	US\$ 3,725.18
				12% IVA	US\$ 447.02
			TOTAL		US\$ 4,172.20
VALIDEZ DE LA OFERTA:			30 DIAS		
FORMA DE PAGO:			OC 30 DIAS		
GARANTIA			UN AÑO SOBRE DEFECTOS DE FABRICACIÓN		

Atentamente,

JOSE PAEZ R
 GERENTE DE CUENTAS



Av. J. T. Marengo Km. 2½ - Guayaquil
 Tlf.: 2596900
 E-mail: jpaez@la-llave.com
[http:// www.la-llave.com](http://www.la-llave.com)

SEÑORES: MABE
 ATENCION: ROBERTO DEMERA
 FECHA: 24/08/2016

COTIZACION: JP16-082406

"LA LLAVE S.A." se compromete a presentar la siguiente oferta, según su requerimiento:

ITEM	CANT.	UNID.	DESCRIPCIÓN	PRECIO DE VENTA	
				UNITARIO	TOTAL
			REPUESTOS COMPRESOR		
			INGERSOL-RAND Mod. SSR-EP-100		
1	1	"	IR SSR:SEPAR ELEM (39863857)	US\$ 775.65	US\$ 775.65
1	1	"	IR SSR:OIL/FILT ELEM 5 IN (39911631)	US\$ 287.09	US\$ 287.09
1	2	"	IR SSR:ELEM/FILT INLET (39708466)	US\$ 97.38	US\$ 194.76
1	2	"	IR LUBR TORN COOLANT ULTRA 20L (38459582)	US\$ 456.44	US\$ 912.88
				PRECIO	US\$ 2,170.38
				12% IVA	US\$ 260.45
			TOTAL		US\$ 2,430.83
VALIDEZ DE LA OFERTA:			30 DIAS		
FORMA DE PAGO:			OC 30 DIAS		
GARANTIA			UN AÑO SOBRE DEFECTOS DE FABRICACIÓN		

Atentamente,

JOSE PAEZ R
 GERENTE DE CUENTAS



Av. J.T. Meneses Km. 26 - Guayaquil
 Tel: 2599000
 E-mail: jpaez@la-llave.com

SEÑORA: MARI
 ATENCIÓN: ROBERTO DIMERA
 REFERENCIA: COTIZACIÓN DE COMPRESOR 150 HP
 FECHA: GUAYACIL, 31 AGOSTO DEL 2016

COTIZACIÓN #: RUPIS 00009

"LA LLAVE S.A." se complace en presentar la siguiente oferta, según su requerimiento:

ITEM	CANT.	UNID.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT. US\$	P. TOTAL US\$
1	1	UNID.	COMPRESOR INGERSOLL-RAND MODELO: R110-A-125 CAPACIDAD: 590 CFM FAD PRESIÓN: 125 PSIG POTENCIA: 150 HP VOLTAJE: 480V3Ø MOTOR: TEFC ARRANCADOR: ESTRELLA TRIANGULO TRANSMISIÓN: ENGRANAJES CONTROLADOR: INTELUSYS CUBIERTA: 75 Db SISTEMA DE CONTROL: OLOL+ ASAS POSTENSIÓN: ENFRIADO POR AIRE ETAPAS DE COMPRESIÓN: UNA DIM. L X W X H (mm): 2600 x 1863 x 2300 PESO: 2800 KG. DESCARGA: 2.5" NPT	\$65,380.00	\$65,380.00
				PRECIO	\$65,380.00
				PRECIO	\$65,380.00
				12% IVA	\$7,945.60
				TOTAL	\$73,325.60

CONDICIONES DE LA OFERTA

VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS
 TIEMPO DE ENTREGA: INMEDIATO SALVO VTA
 FORMA DE PAGO: 30% ANTICIPO, SALDO A 12 MESES CON INTERESES PREVIO CALIFICACION CREDITO

Agradecemos,

JOSE PAEZ R.
 GERENTE CUENTA DIVISION INDUSTRIAL
 LA LLAVE S.A. DE COMERCIO

GUAYACIL-GUATO-CUENCA-MANTA-MACHALA



Av. J. Tanca Marengo Km. 2½ - Guayaquil, Ecuador
 Tlf: (593) 4 2596900 ext 1144
 Cel.: 0994737118
 E-mail: jpaes@la-llave.com

SEÑORES: **MAE** COTIZACION: JP15-082407
 ATENCION: **ROBERTO DEMERA**
 FECHA: **GUAYAQUIL, 24/08/2015**

"LA LLAVE S.A." se complace en presentar la siguiente oferta, según su requerimiento:

REF: Compresores 100 HP Velocidad Fija, Incluido Plan de Mantenimiento Anual

ITEM	CANT.	UNID.	DESCRIPCIÓN	PRECIO DE VENTA	
				UNITARIO	TOTAL
1	1	u	COMPRESOR DE TORNILLO VELOCIDAD FIJA 100HP CODIGO: 5100080 MARCA: Ingersoll Rand MODELO: R751A-125 460/3/60 (434/125) CAPACIDAD (CFM) : 434 PRESION (PSIG) : 125 POTENCIA (HP) : 100 VOLTAJE: 460/3 fases/60 Hz MOTOR: TEPC ARRANCADOR: ESTRELLA-TRIANGULO CONTROLADOR: Intelligya CUBIERTA: 69 Dba SISTEMA DE CONTROL: OL/OL TRANSMISION: ENGRANAJES POSTENPRIADOR: ENPRIADO POR AIRE ETAPAS DE COMPRESION: UNA DIM. L X W X H (plg) : 96 x 50 x 80 PESO (Kg) : 1.718 DESCARGA (NPT) : 2" CONFIGURACIÓN: Standard Baseplate Package TIEMPO DE ENTREGA: Inmediato salvo venta previa INCLUYE: EL ARRANQUE EN SITIO: REVISION DE SENSORES DE PRESION CALIBRACION DE SENSORES AJUSTE DE TERMINALES ELECTRICOS PROGRAMACION DE CONTROLADOR REVISION GENERAL PRUEBAS DE OPERACIÓN	US\$ 49,990.14	US\$ 49,990.14
				SUMA	US\$ 49,990.14
				DCTO. 10%	US\$ 4,999.01
				SUB-TOTAL	US\$ 44,991.13
				12% IVA	US\$ 5,398.94
				TOTAL	US\$ 50,390.06
VALIDEZ DE LA OFERTA:			15 DIAS		
FORMA DE PAGO:			OC 30 DIAS		
GARANTÍA:			Un año por defecto de fabricación		

Atentamente,

JOSE PAEZ R
 GERENTE DE CUENTA
 DIVISION EQUIPOS INDUSTRIALES GUAYAQUIL
 Cel.: 099 4737118
 E-mail: jpaes@la-llave.com



Guayaquil, 24-ago-2015
PROFORMA: 48443

VENDEDOR: S-000

Señores:
MABE ECUADOR S.A.

ATENCION:
TELEFONO:
FAX:
KM. 14,5 VIA A DAULE.

Ing. Roberto Demera
2 160500 ext 5216
2 160572

Estimados Señor(es):
Tenemos el agrado de dirigimos a Ud(s). para cotizar los siguientes equipos y/o elementos en DOLARES AMERICANOS.

Item	Código	Descripción	Cant	V/Unit	V/Total
1	250034-085	Sullair usa elemento filtro separador primario (s20)	1	1,572.1200	1,572.12
2	02250145-897	Sullair usa filtro separador secundario voc200s	1	644.6600	644.66
3	02250135-155	Sullair usa filtro de aire optimalair voc200s	1	355.6600	355.66
4	250025-526	Sullair usa filtro de aceite ls12, ls16, s20	1	191.0500	191.05
5	250022-669	Sullair usa lubricant sullube-32 caneca (5 gal)	3	546.2300	1,638.69
				SUBTOTAL:	4,402.18
				IVA 12%:	528.26
				TOTAL CON IMPUESTOS EN DOLARES AMERICANOS:	4,930.44

PLAZO DE ENTREGA: INMEDIATO
CONDICIONES DE PAGO: CONTADO CONTRA ENTREGA
VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS
LUGAR DE ENTREGA: VUESTRA PLANTA INDUSTRIAL
GARANTIA: DE FABRICA
OBSERVACIONES:

Sin otro particular, quedamos a vuestras gratas órdenes y los saludamos atentamente



Especialistas en Aire Comprimido

Guayaquil, 21 de Agosto del 2015

Matriz: Guayaquil Av. Juan Tanca Marengo Km 2.5 y
 Agustín Freire, Telf.: (04) 2-236898- 2-230754
 Fax Ext: 103
 Quito: Av. Galo Plaza Lasso N64-110 y José de
 Amesaba (Av. 10 de Agosto) Telf.: (02) 6014657
 Manta: Av. 4 de Noviembre diagonal al C.C Paseo
 Shopping Telf.: (05) 6052002
 e-mail info@ainsa.com.ec

PROFORMA N°.420

SEÑORES :	MABE ECUADOR S.A.	EQUIPO:			
ATENCIÓN :	ING. DEMERA	MODELO:			
TELÉFONO :		SERIE:			
DIRECCIÓN :	KM. 14.5 VIA DAULE	HORAS			
CIUDAD :	GUAYAQUIL	MARCA:			

ÍTEM	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	V/UNIT.	V/TOTAL
1	RD-700	SULLAIR USA SECADOR 700CFM	1	14570,88	14570,88
2	FXF-700	SULLAIR USA FILTRO GENERAL 700CFM	1	\$ 2.467,67	2467,67
3	FXH-700	SULLAIR USA FILTRO COALESCENTE 700CFM	1	\$ 2.467,67	2467,67
4	RD-500	SULLAIR USA SECADOR 500CFM	1	\$ 12.132,99	12132,99
5	FXF-500	SULLAIR USA FILTRO GENERAL 500CFM	1	\$ 2.194,26	2194,26
6	FXH-500	SULLAIR USA FILTRO COALESCENTE 500CFM	1	2.194,26	2194,26

CONDICIONES DE PAGO :	30 días			
VALIDEZ DE LA OFERTA :	30 días			
TIEMPO DE ENTREGA :	INMEDIATO			
		SUBTOTAL	U\$\$	36.027,73
		IVA 12%	U\$\$	4.323,33
		TOTAL	U\$\$	40.351,06

ING. MAURICIO BASTIDAS

AINSA S.A.
 0995135387



Guayaquil, 17 de junio del 2015

PROFORMA N°. 17062015-002

SEÑORES: MABE ECUADOR S.A.		EQUIPO: SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO			
ATENCIÓN: Ing. ROBERTO DEMERA		MODELO: SRL-700			
TELÉFONO:		SERIE: 347623801			
DIRECCIÓN: KM. 14,5 VIA A DAULE		HORAS: XX			
CIUDAD: GUAYAQUIL		MARCA: SULLAIR			
ITEM	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	VUNIT.	VITOTAL
1		MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO MARCA SULLAIR INCLUYE: CARGA DE GAS REFRIGERANTE SUSTITUCION DE FILTRO DE GAS REFRIGERANTE	1	\$ 550,00	\$ 550,00
2		ELEMENTO FILTRANTE DE LINEA SCF-700	1	\$ 806,40	\$ 806,40
3		SULLAIR USA - SWT FAN PRS SR-125 - 3000 60HZ	1	\$ 317,71	\$ 317,71
4		SULLAIR USA - SW, HP DRYER	1	\$ 119,91	\$ 119,91
5		SULLAIR USA SENSOR DE TEMPERATURA SRL140-6000	1	\$ 115,81	\$ 115,81
				SUBTOTAL:	\$ 1.909,83
				DESCUENTO:	\$ 0,00
VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS				SUBTOTAL:	\$ 1.909,83
LUGAR DE ENTREGA : VUESTRA PLANTA				IVA 12%:	\$ 229,18
GARANTÍA : DE FABRICA				TOTAL:	\$ 2.139,01
TIEMPO DE ENTREGA : INMEDIATA					
OBSERVACIONES:					
1.- ESTE PRESUPUESTO ES ESTIMADO Y HA SIDO ELABORADO DE ACUERDO AL CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO SUMINISTRADO POR EL FABRICANTE DEL EQUIPO. SI DURANTE LA REALIZACION DEL TRABAJO DE NUESTROS TECNICOS, SE ENCUENTRA NECESARIO REALIZAR TRABAJOS O UTILIZAR REPUESTOS NO CONSIDERADOS EN ESTE PRESUPUESTO, SE PROCEDERA A EMITIR UN PRESUPUESTO ADICIONAL CON NUESTRAS RECOMENDACIONES.					
2.- EL CLIENTE DEBERÁ FACILITAR, CASO DE SER REQUERIDOS, ELEMENTOS COMO MONTACARGAS, GRÚAS, ETC. PARA PODER LLEVAR A CABO LOS TRABAJOS DE DESMONTAJE Y MONTAJE.					

Sin otro particular, quedamos a vuestras órdenes y los saludamos atentamente.

SANTIAGO MURILLO MONTENEGRO
CEL.: 0995392433

**1-800
AINSAE
(246723)**

Moliz Gye: Av. Juan Tarco
Mcrongo Km 2.9 y Agustín
Freire frente a "NISSAN"
PBX: +593 4 3712670
Cel.: +593 9 5909638

Perimetra: Lofización
Inmaculada Km. 25 junto al
Mull B. Fallin.
Info@ainsa.com.ec
www.ainsa.com.ec

UIO: Av. Galo Plaza Lasso
N54-110 y Casa de Amalaba
Telf.: + 593 2 6014657
+ 593 2 6011319
Cel.: + 593 9 6499993



PLAN DE MANTENIMIENTO SECADORES SULLAIR

En calidad de únicos Distribuidores Directos **SULLAIR**, Autorizados para Comercializar y Servir sus reconocidos productos, nos permitimos presentarle el plan de mantenimiento de su Secador SULLAIR.

Es importante que el cliente realice las siguientes tareas preventivas para un perfecto funcionamiento del equipo:

Diarias:

- Comprobar que el indicador POWER ON está encendido
- Comprobar todos los indicadores del panel de control

Semanales:

- Comprobar el purgador (Limpieza)

Para garantizar la máxima duración y eficacia del secador es preciso realizar las acciones de mantenimiento

MANTENIMIENTO PREVENTIVO 4 MESES DE OPERACION

Acciones de mantenimiento:

- Limpieza de Condensador
- Limpieza de Rejilla
- Limpieza de Conexiones
- Comprobación del consumo eléctrico

Esto se realiza con el objetivo de eliminar cualquier suciedad que se encuentre en las partes indicadas.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO ANUAL

Acciones de mantenimiento:

- Limpieza de Condensador
- Limpieza de Rejilla
- Limpieza de Conexiones
- Mantenimiento y limpieza integral del purgador
- Cambio de filtro
- Carga de gas refrigerante
- Comprobación del consumo eléctrico
- Cambio de elementos de filtros de líneas (partículas, coalescentes y carbón activado)

NOTA: Se debe revisar el manual de operación de la máquina para un mejor control en el mantenimiento de su secador.

Matriz: Av. Juan Tanca Marengo Km 2.5 y Agustín Freire, Guayaquil – Ecuador Sucursal: Av. Galo Plaza Lasso N64-110 y José de Amesaba (Av. 10 de Agosto), Quito- Ecuador Telf. Guayaquil: (04) 2-236-898 Fax ext 103 Telf. Quito: (02) 6014657 e-mail info@ainsa.com.ec



Guayaquil, 28 de Agosto del 2015.



Cotización # 05405

PY

Señores:

MABE

Ciudad.-

Atencion: Ing. Roberto Demera.

Atendiendo su gentil solicitud de Servicio Técnico, procedemos a cotizar los siguientes repuestos originales Atlas Copco:

COMPRESOR GA 1407

ITEM	DESCRIPCION	CODIGO	CANT.	V.UNITARIO	V. TOTAL
1	FILTRO SEPARADOR	2252 6313 99			
	REEMPLAZO	2906 0020 00	1	2.788,96	2.788,96
2	FILTRO DE AIRE	1619 2798 00	2	263,85	527,70
3	FILTRO DE ACEITE	1613 6105 90	3	79,33	237,99
4	ACEITE INJECT FLUID (LITROS).	2901 0045 00	80	21,93	1.754,40
5	EMPAQUE	2252 6299 00			
	REEMPLAZO	1202 7007 00	2	156,19	312,38

COMPRESOR GA 807

6	FILTRO SEPARADOR	2252 6313 99			0,00
	REEMPLAZO	2906 0020 00	1	2.788,96	2.788,96
7	FILTRO DE AIRE	1621 5742 99			
	REEMPLAZO	1613 0408 99	1	465,37	465,37
8	FILTRO DE ACEITE	1613 6105 90	3	79,33	237,99
9	ACEITE INJECT FLUID (LITROS).	2901 0045 00	80	21,93	1.754,40
10	EMPAQUE	2252 6299 00			0,00
	REEMPLAZO	1202 7007 00	2	156,19	312,38
				SUMAN	11.180,53
				IVA 12%	1.341,66
				TOTAL USD	12.522,19

Forma de pago: Contado.

Tiempo de entrega: Inmediata, salvo venta previa.

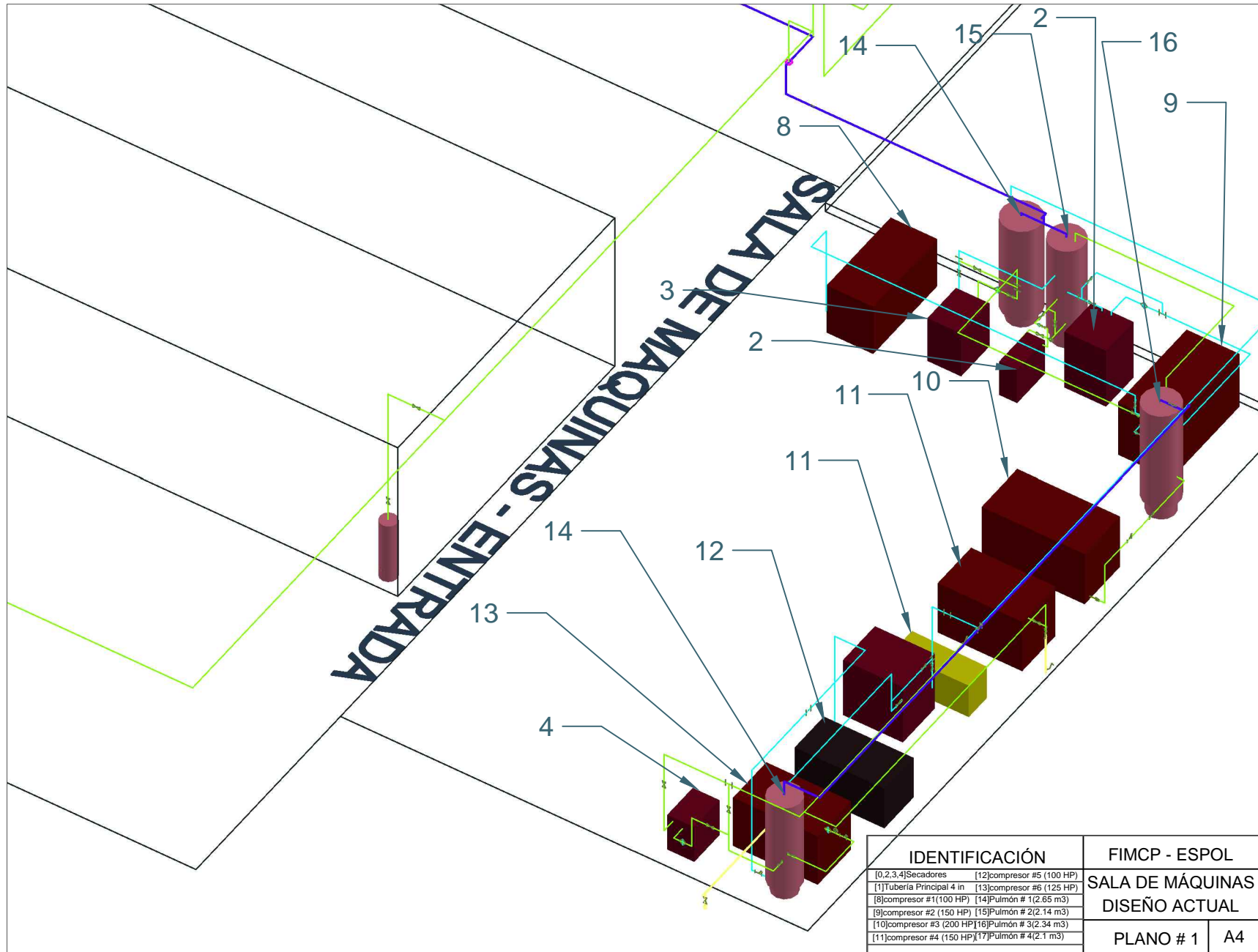
Validez de la oferta: 15 Días

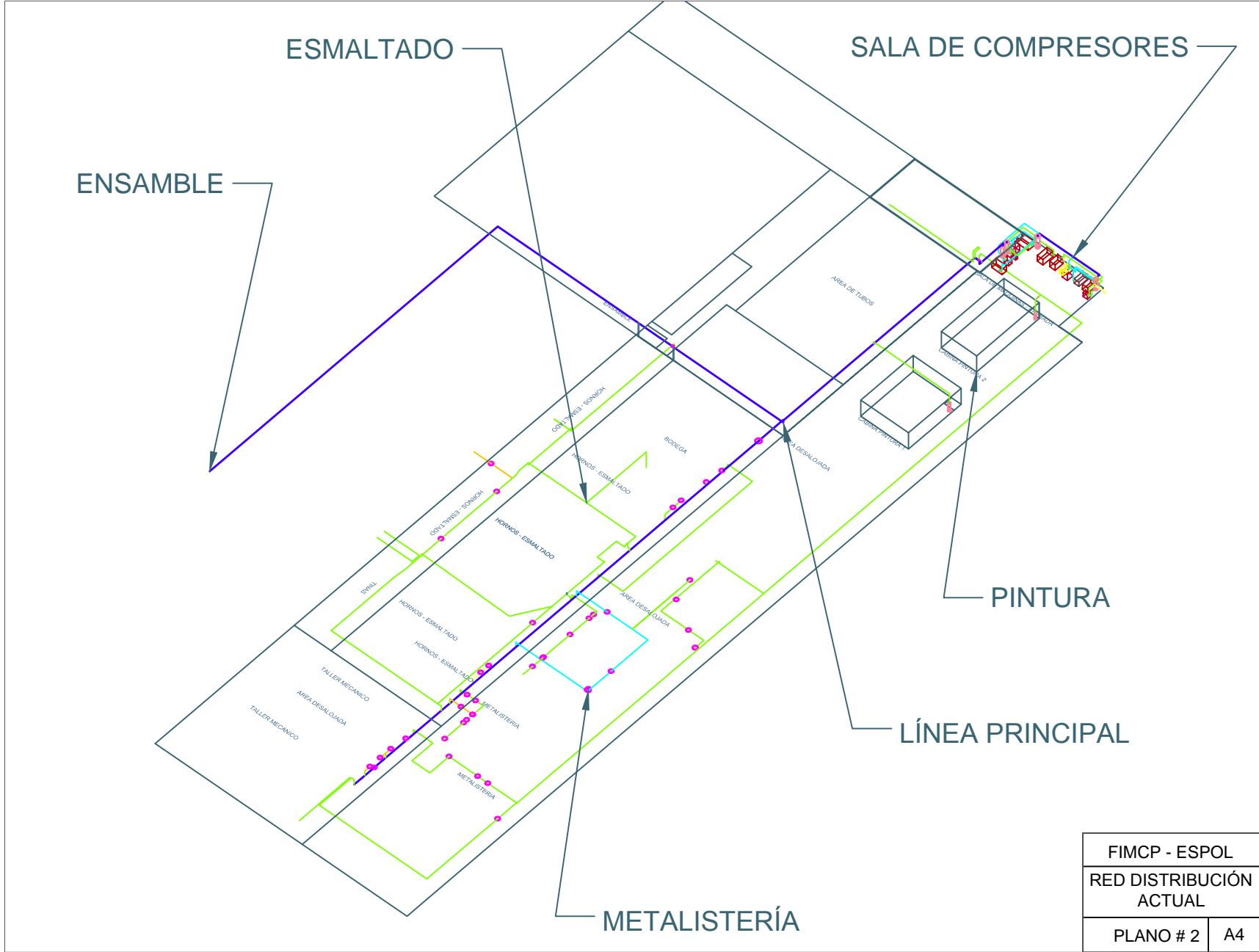
Anexo 33 Costo anual de energía eléctrica en Mabe. Fuente: Mabe

Consumo de Energía Eléctrica										
Año	2012		2013		2014		2015		PROMEDIO	
Mes	Consumo (KW-H)	Costo (USD)	Consumo (KW-H)	Costo (USD)	Consumo (KW-H)	Costo (USD)	Consumo (KW-H)	Costo (USD)	Consumo	Costo (USD)
Enero	299600	\$21,120.82	310800	\$21,882.45	224000	\$19,838.71	189000	\$17,368.73	255850	\$20,052.68
Febrero	385000	\$27,661.95	369600	\$26,163.30	357000	\$27,496.76	254800	\$23,523.01	341600	\$26,211.26
Marzo	432600	\$29,895.32	463400	\$34,105.56	371000	\$25,759.24	274400	\$24,889.85	385350	\$28,662.49
Abril	403200	\$28,913.06	432600	\$32,678.88	396200	\$26,632.62	27160	\$25,503.25	314790	\$28,431.95
Mayo	438200	\$31,213.13	354200	\$26,322.13	292600	\$20,043.70	326200	\$29,603.33	352800	\$26,795.57
Junio	368200	\$29,355.94	348600	\$25,906.26	308000	\$27,608.24	263200	\$23,841.44	322000	\$26,677.97
Julio	389200	\$30,686.57	295400	\$20,624.48	331800	\$30,064.19	264600	\$24,384.76	320250	\$26,440.00
Agosto	212744	\$31,092.84	337400	\$25,129.06	338800	\$31,279.62			296315	\$29,167.17
Septiembre	424200	\$32,352.21	337400	\$22,920.38	340200	\$33,539.71			367267	\$29,604.10
Octubre	455000	\$31,631.22	305200	\$20,850.04	310800	\$28,766.90			357000	\$27,082.72
Noviembre	455000	\$34,170.42	350000	\$27,342.75	303800	\$30,334.09			369600	\$30,615.75
Diciembre	292600	\$21,893.56	324800	\$25,176.09	239400	\$23,419.50			285600	\$23,496.38
TOTAL POR AÑO									3968421	\$323,238.05

ANEXO

PLANOS ESQUEMÁTICOS





ESMALTADO

SALA DE COMPRESORES

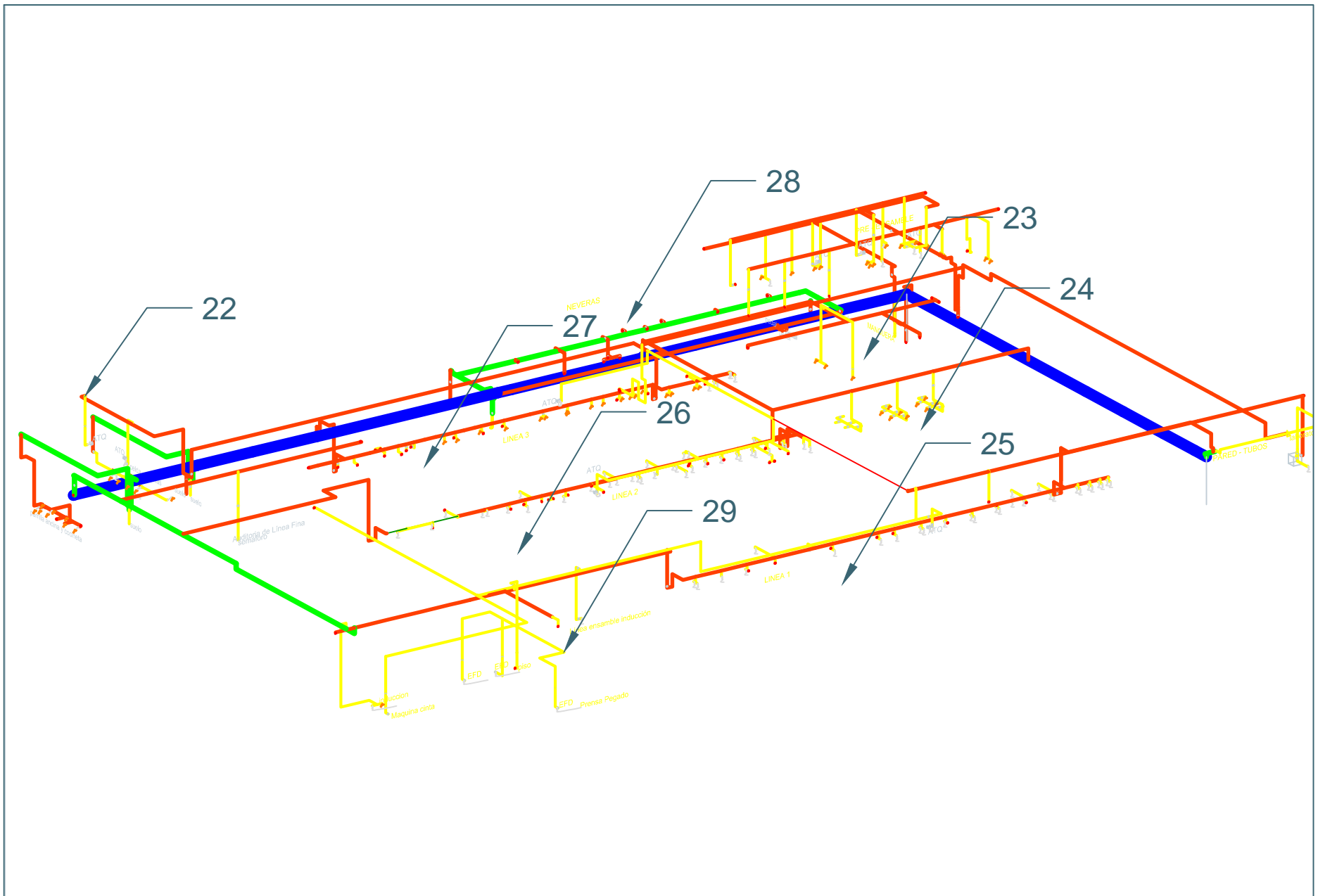
ENSAMBLE

PINTURA

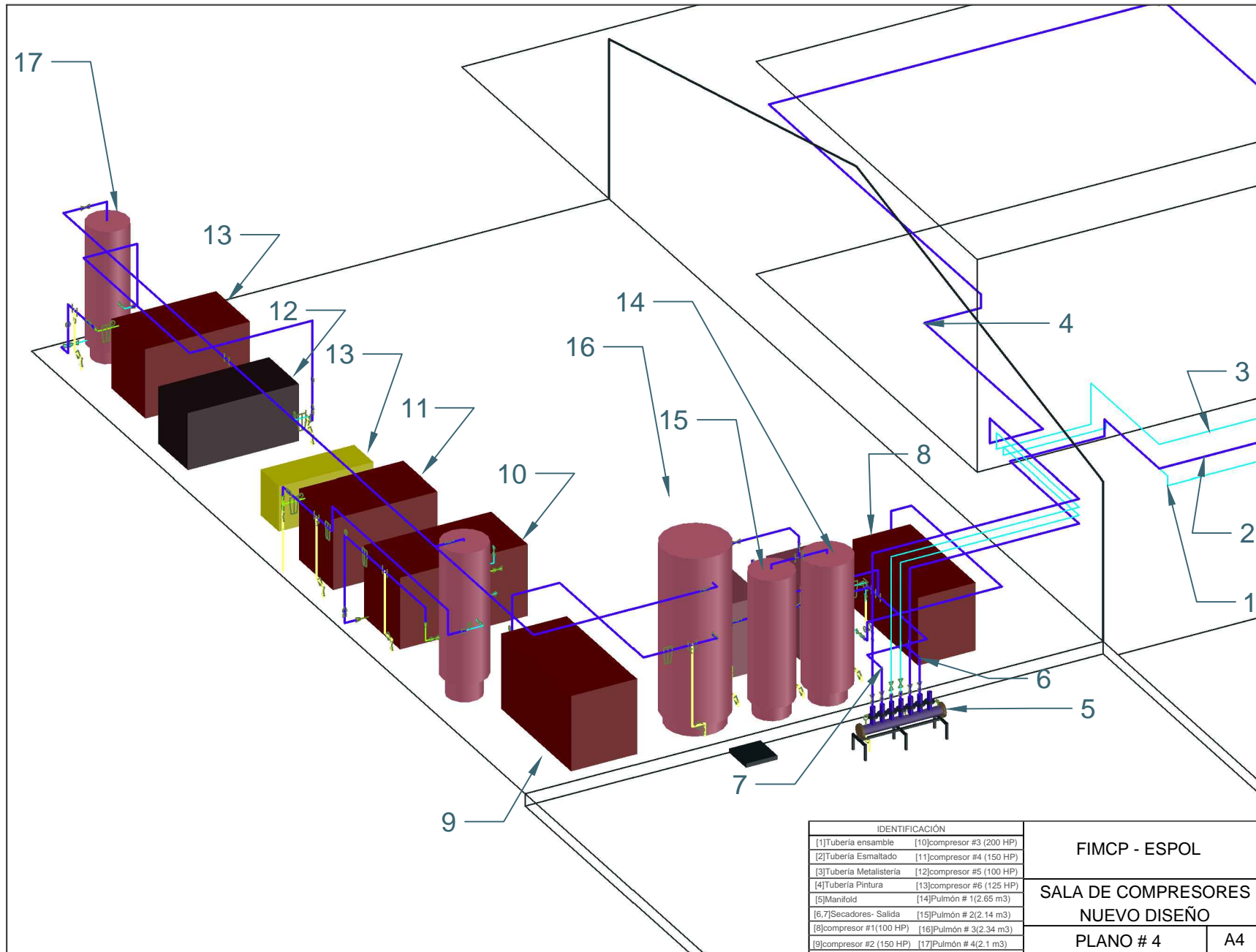
LÍNEA PRINCIPAL

METALISTERÍA

FIMCP - ESPOL	
RED DISTRIBUCIÓN ACTUAL	
PLANO # 2	A4

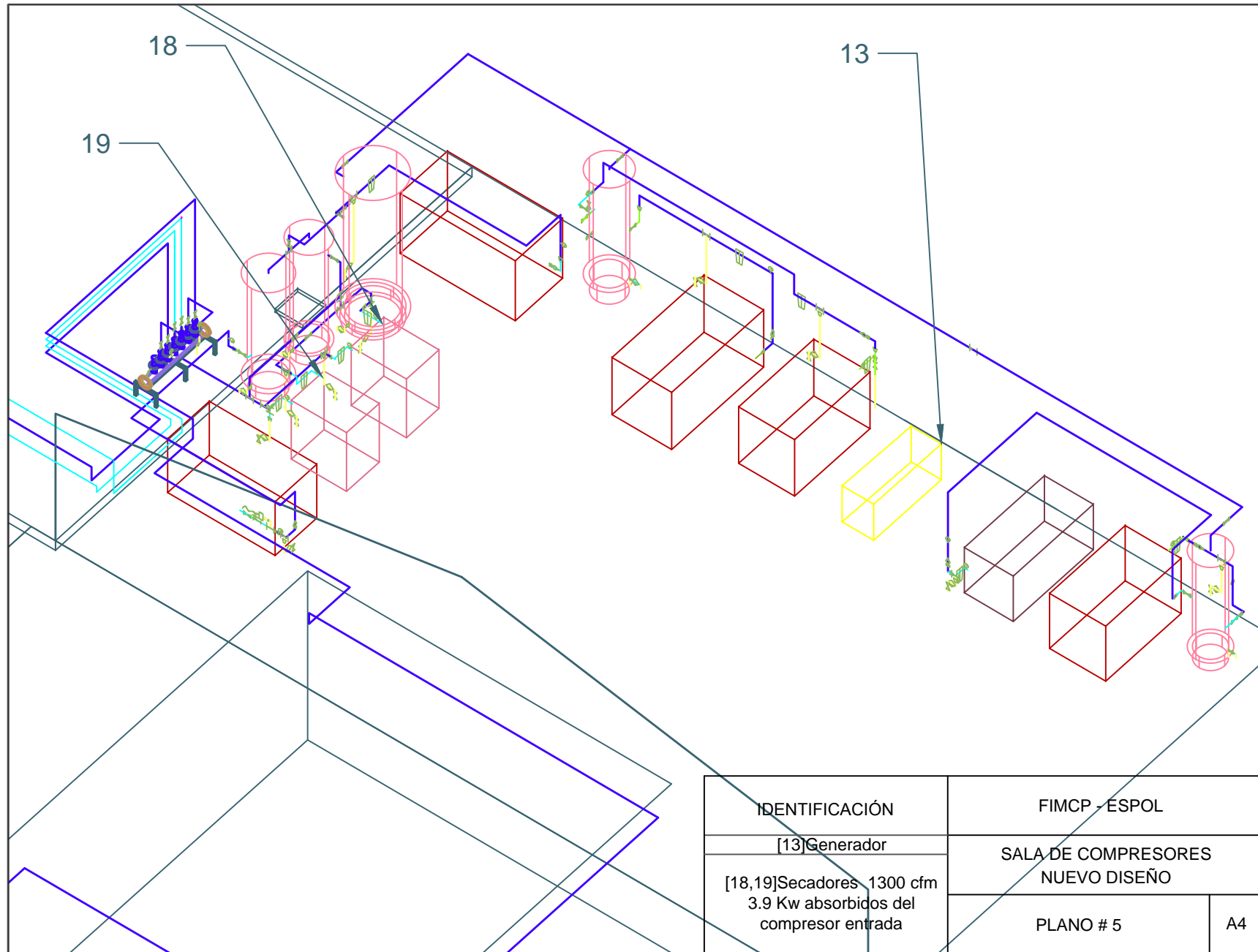


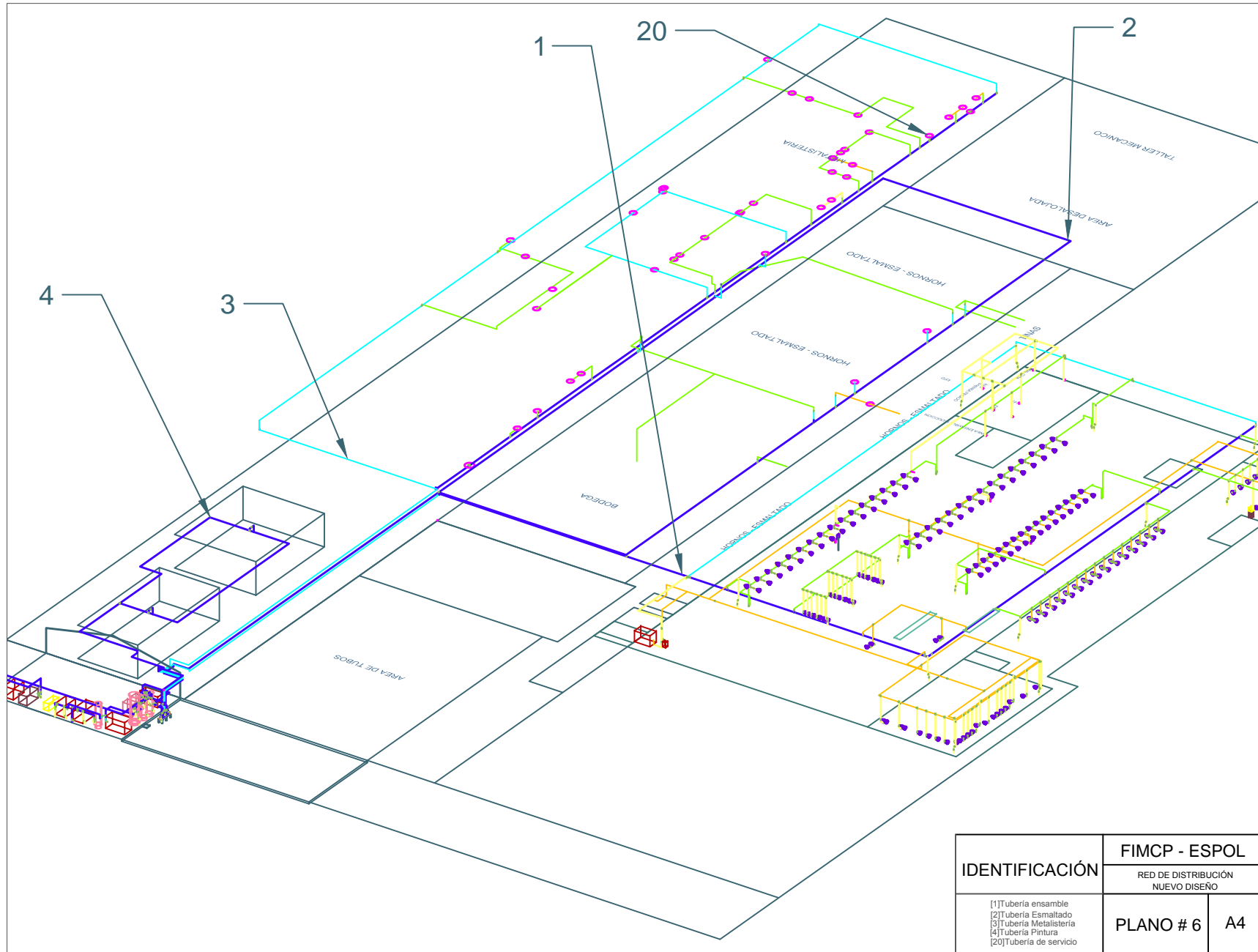
<p>[25] Línea 1.- Cocinas con Especificaciones - d 24" y 30 "</p> <p>[26] Línea 2.- Cocinas de Inducción</p> <p>[27] Línea 3.- Cocinas Básicas con encendido - d 20 "</p> <p>[21] Pre - ensamble.- Se arman tubos rampa con válvulas, tubos de horno, frentes de perilla.</p> <p>[23] Celda 1.- N ckd.- Revisión y empaque de piezas para ensamblar en el exterior.</p> <p>[24] Celda 2.- Marco y puerta de horno.</p> <p>[22] Cocinetas- Parrillas.- Arman cocinetas y parrillas de empotre.</p>	<p>[28] Línea 4 (Instalándose).- Se ensamblará las refrigeradoras.</p> <p>[29] Inducción.- Ensamblan parrillas de Inducción empotrables, ensamblan y prueban los módulos con las cubiertas que se van a poner en las cocinas de inducción.</p>	<p>FIMCP - ESPOL</p>	<p>ÁREA ENSAMBLE NUEVO DISEÑO</p>	
			<p>PLANO # 3</p>	<p>A4</p>



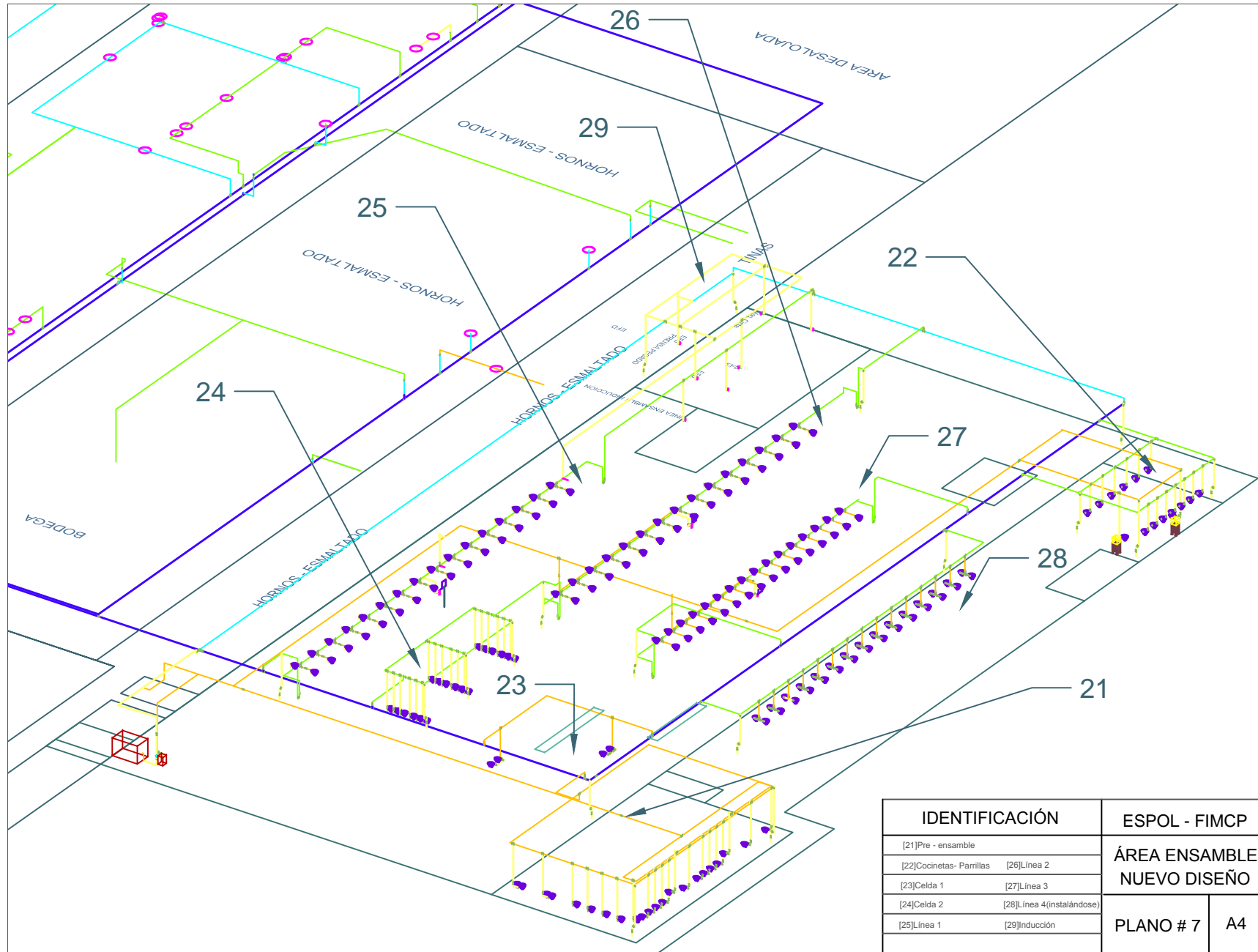
IDENTIFICACIÓN	
[1]Tubería ensamble	[10]compresor #3 (200 HP)
[2]Tubería Esmaltado	[11]compresor #4 (150 HP)
[3]Tubería Metalistería	[12]compresor #5 (100 HP)
[4]Tubería Pintura	[13]compresor #6 (125 HP)
[5]Manifold	[14]Pulmón # 1(2.65 m3)
[6,7]Secadores- Salida	[15]Pulmón # 2(2.14 m3)
[8]compresor #1(100 HP)	[16]Pulmón # 3(2.34 m3)
[9]compresor #2 (150 HP)	[17]Pulmón # 4(2.1 m3)

FIMCP - ESPOL
**SALA DE COMPRESORES
 NUEVO DISEÑO**
 PLANO # 4 | A4

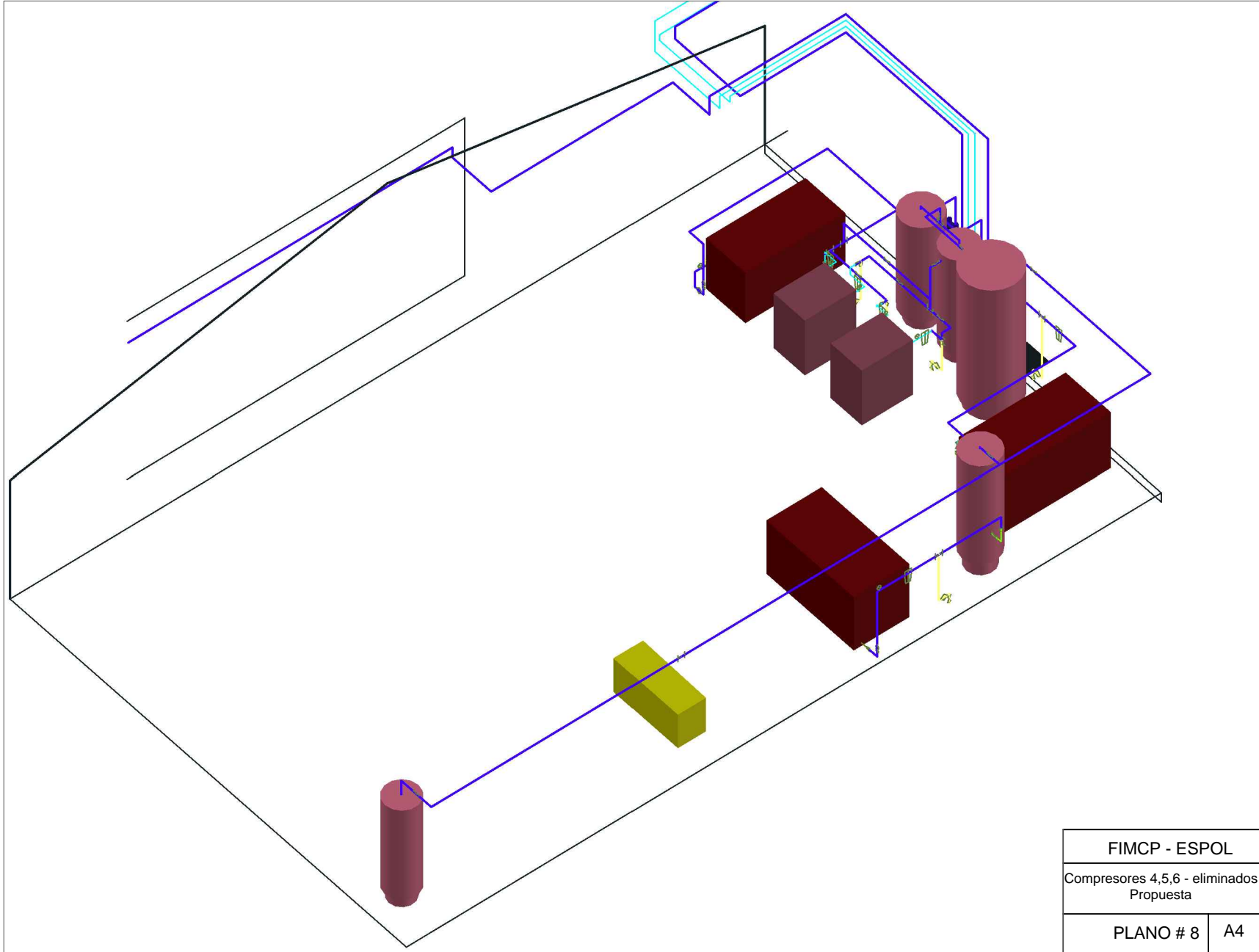




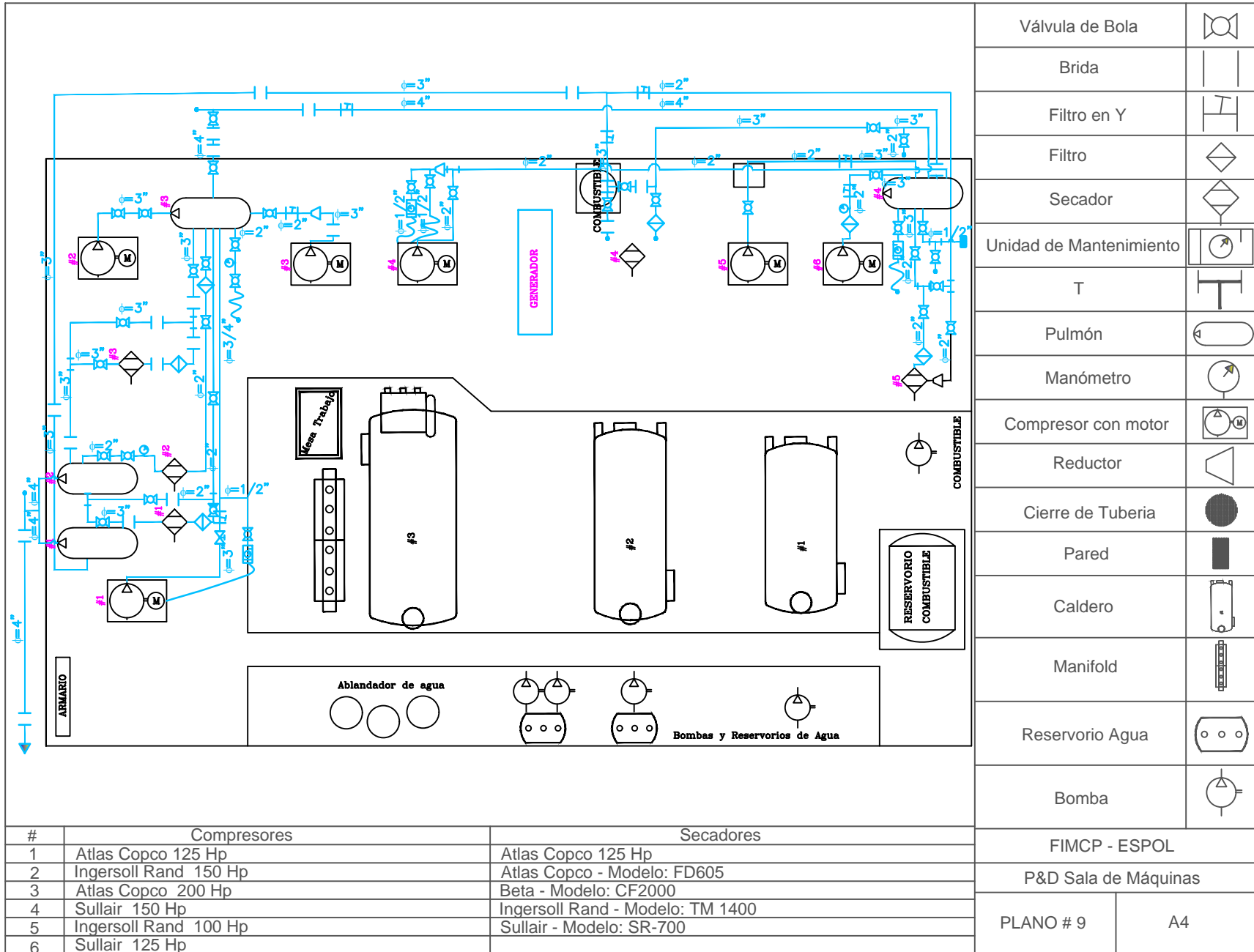
IDENTIFICACIÓN		FIMCP - ESPOL	
		RED DE DISTRIBUCIÓN NUEVO DISEÑO	
[1]Tubería ensamble	[2]Tubería Esmaltado	PLANO # 6	A4
[3]Tubería Metalisteria	[4]Tubería Pintura		
[20]Tubería de servicio			



IDENTIFICACIÓN		ESPOL - FIMCP	
[21]Pre - ensamble		ÁREA ENSAMBLE	
[22]Cocinetas- Parrillas	[26]Línea 2	NUEVO DISEÑO	
[23]Celda 1	[27]Línea 3	PLANO # 7	A4
[24]Celda 2	[28]Línea 4 (instalándose)		
[25]Línea 1	[29]Inducción		



FIMCP - ESPOL	
Compresores 4,5,6 - eliminados Propuesta	
PLANO # 8	A4

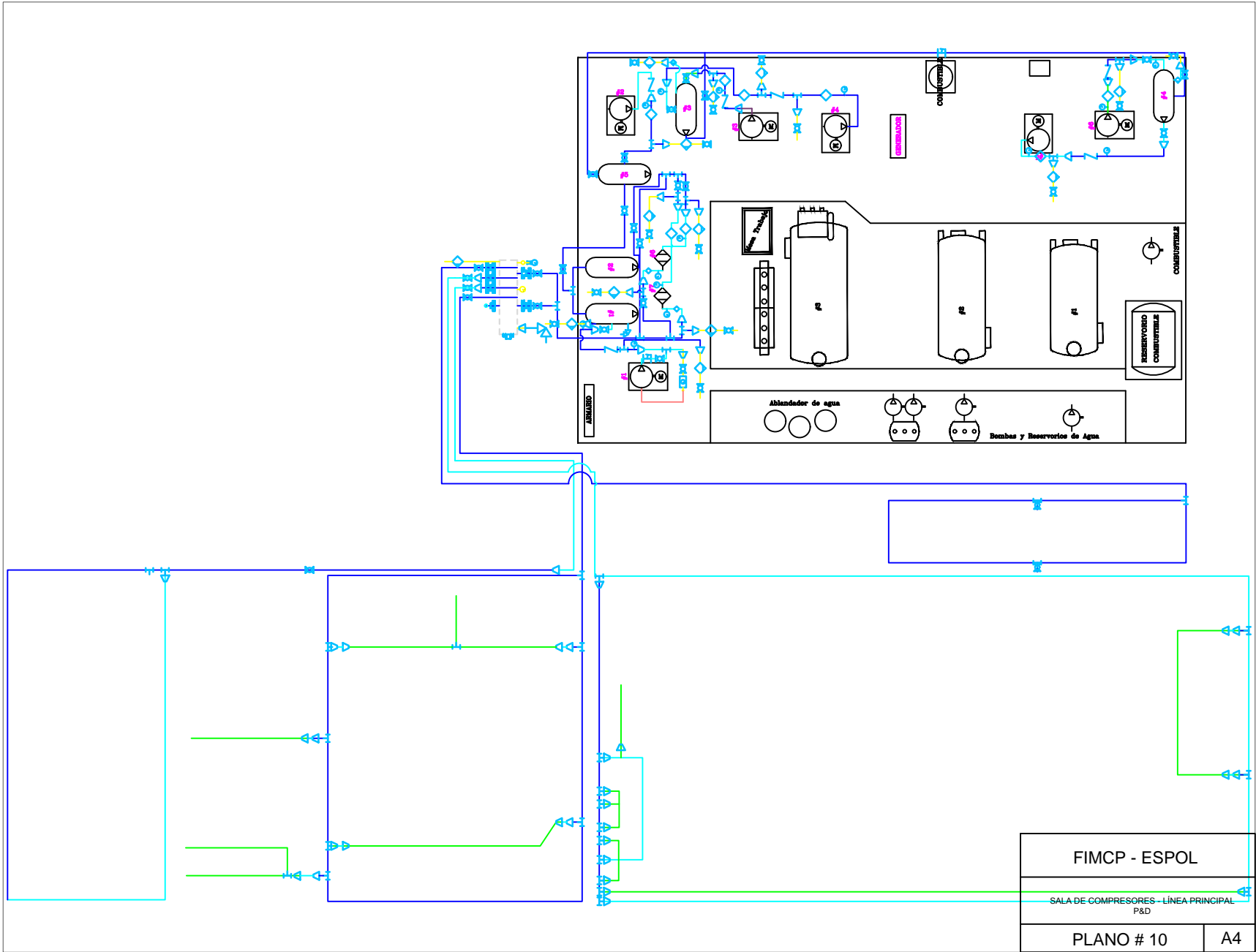


#	Compresores
1	Atlas Copco 125 Hp
2	Ingersoll Rand 150 Hp
3	Atlas Copco 200 Hp
4	Sullair 150 Hp
5	Ingersoll Rand 100 Hp
6	Sullair 125 Hp

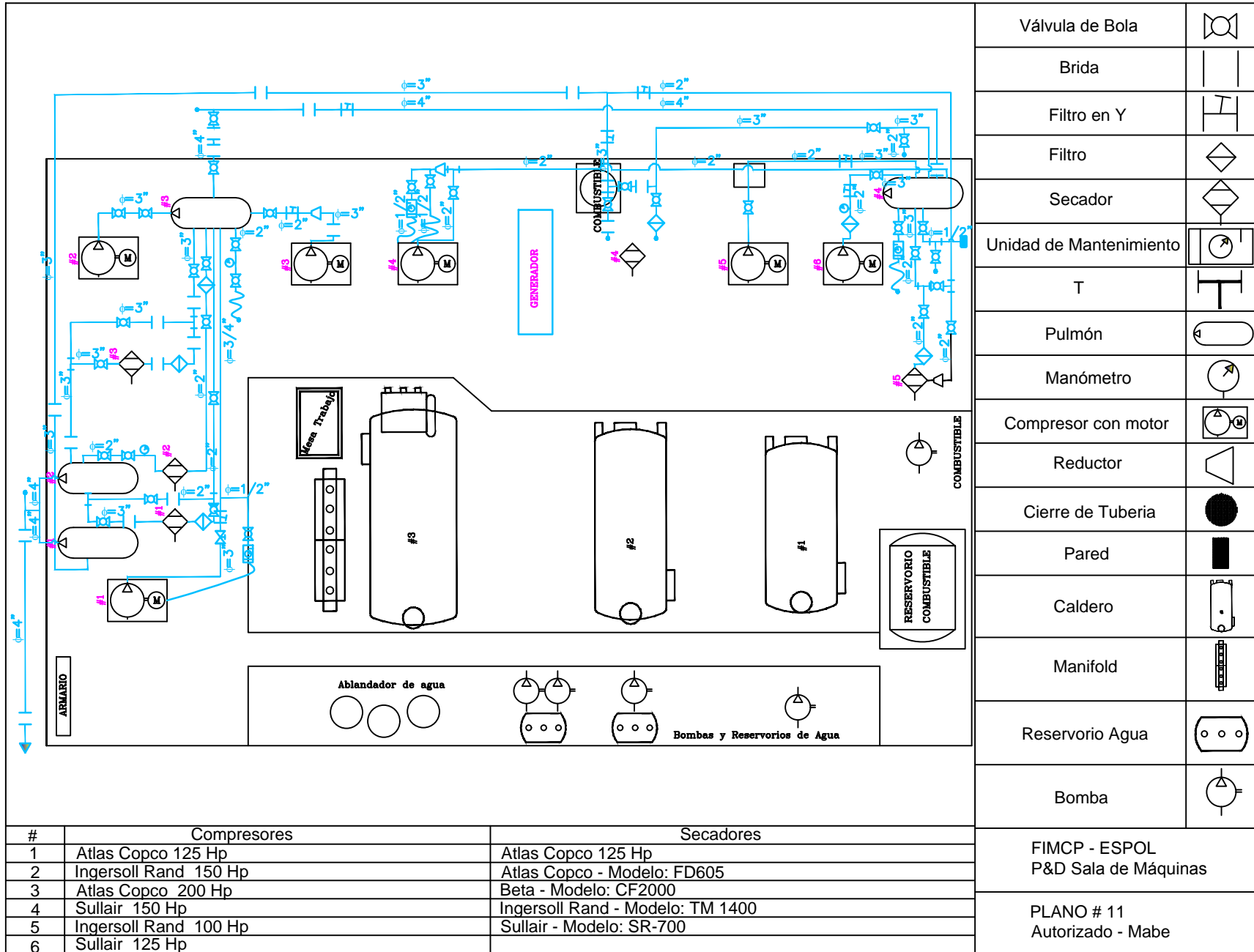
#	Secadores
1	Atlas Copco 125 Hp
2	Atlas Copco - Modelo: FD605
3	Beta - Modelo: CF2000
4	Ingersoll Rand - Modelo: TM 1400
5	Sullair - Modelo: SR-700

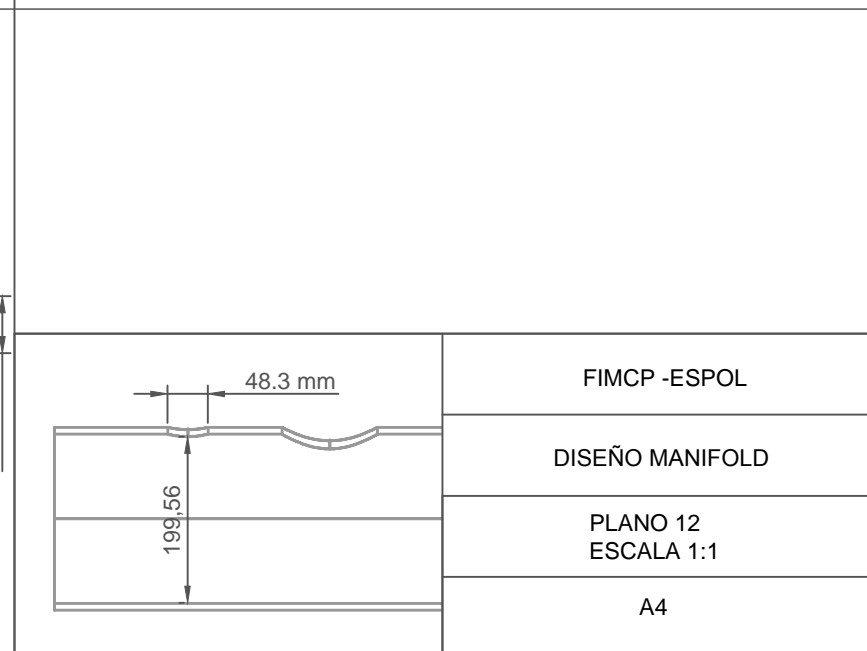
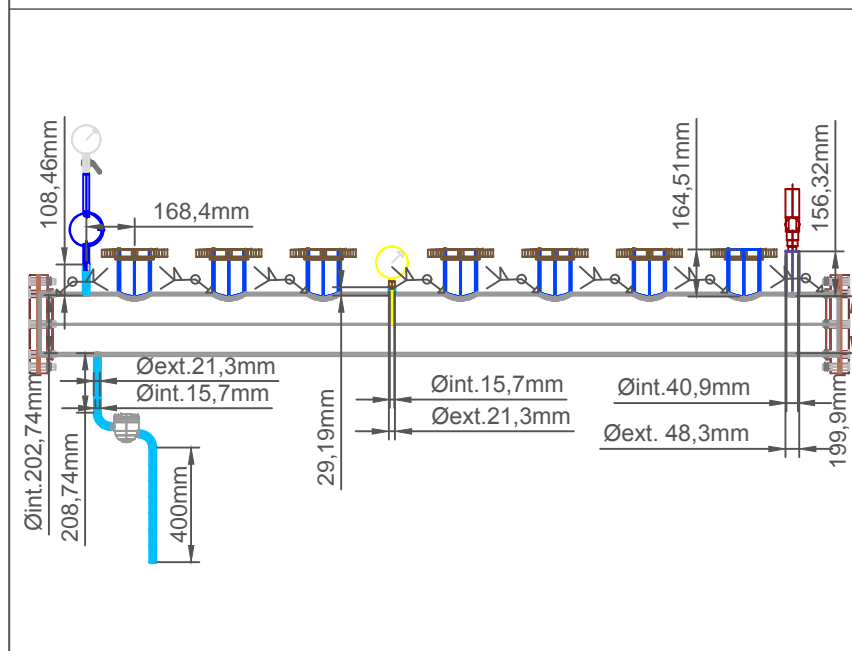
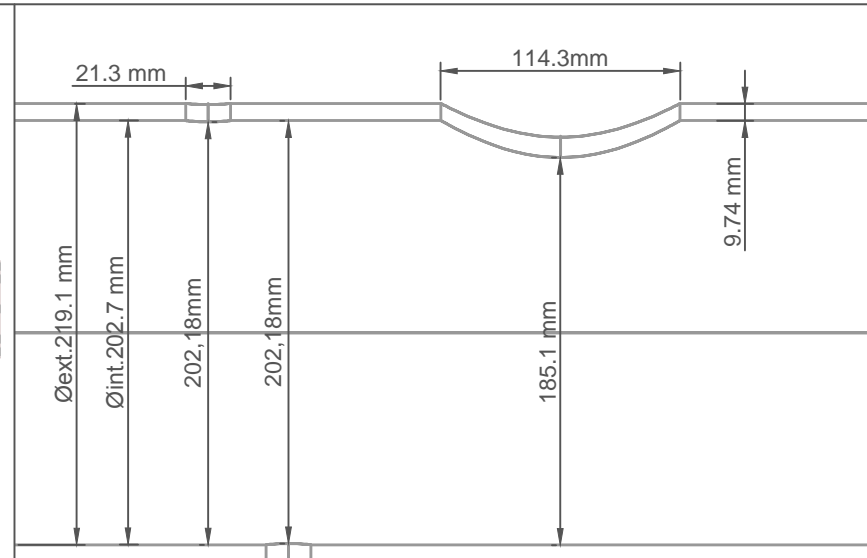
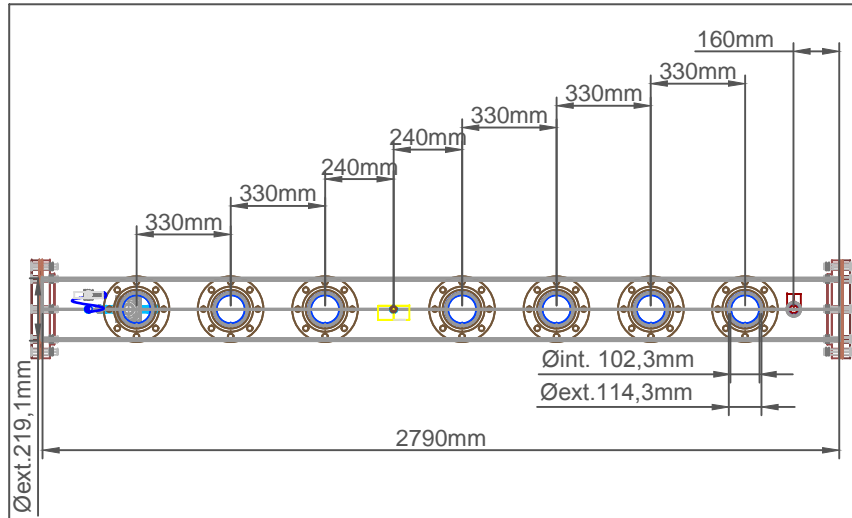
Válvula de Bola	
Brida	
Filtro en Y	
Filtro	
Secador	
Unidad de Mantenimiento	
T	
Pulmón	
Manómetro	
Compresor con motor	
Reductor	
Cierre de Tuberia	
Pared	
Caldero	
Manifold	
Reservorio Agua	
Bomba	

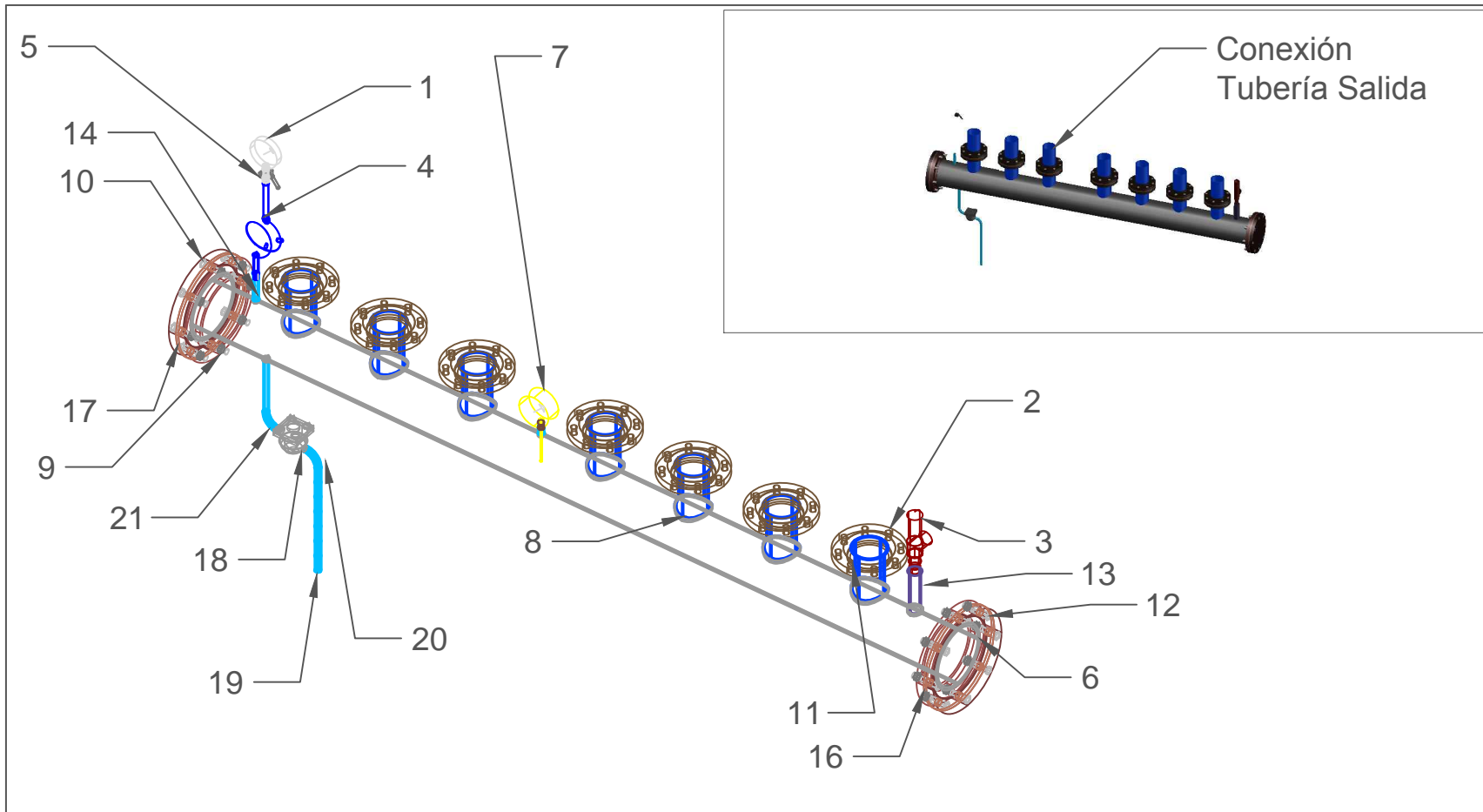
FIMCP - ESPOL	
P&D Sala de Máquinas	
PLANO # 9	A4



FIMCP - ESPOL	
SALA DE COMPRESORES - LÍNEA PRINCIPAL P&D	
PLANO # 10	A4







PLANO DESCRIPTIVO - ELEMENTOS DEL MANIFOLD	FIMCP - ESPOL	PLANO # 13
[1] Manómetro $\frac{1}{2}$ in , Carátula 4 in, (Psi/bar), T(-40°C - 65°C), Lim 25% fondo escala, Presión Trabajo 75% fondo escala, exactitud 3-2-3%	[9] Brida Slip On - Clase 150 - 8 in/ ANSI B 16.5/ Acero al Carbón Forjado /ASTM A 105	
[2] Brida Slip On - Clase 150 - 4 in / ANSI B 16.5/ Acero al Carbón Forjado/ /ASTM A 105	[10] Brida Blind(Ciega) - Clase 150 - 8 in/ ANSI B 16.5/ Acero al Carbón Forjado /ASTM A 105	
[3] Válvula Seguridad $\frac{1}{2}$ in - Hierro Fundido	[11] Conexión Slip on [2] - Tornillo o Espárrago $\frac{5}{8}$ in x 8	
[4] Tubo Sifón $\frac{1}{2}$ in - Acero Inoxidable - AISI 316 L	[12] Conexión Blind/Slip On - 8 in - Tornillo o Espárrago $\frac{3}{4}$ x 8 - Tuerca 3/4	
[5] Válvula Portamanómetro - (Hembra - Hembra) Rosca $\frac{1}{2}$ in - UNE - EN - 13828	[13] Tubería 1 $\frac{1}{2}$ " sch 40 Galvanizado y [14] Tubería $\frac{1}{2}$ " sch 40 Galvanizado	
[6] Tubería 8" sch 40 Galvanizado	[16] y [17] Empaque - Brida 8 in	
[7] Termómetro - Acero Inoxidable AISI 304 - $\frac{1}{2}$ in-Ø 100 mm - Bástago 150 mm - EN 13190/60529	[18] Válvula Purga - Condensado $\frac{1}{2}$ in y [19] Tubería $\frac{1}{2}$ " Sch 40 Galvanizado	
[8] Tubería 4" sch 40 Galvanizado	[20] y [21] Codo 90, $\frac{1}{2}$ " Sch 40 Galvanizado	