

Instituto Tecnológico de Costa Rica
Escuela de Ingeniería Electromecánica
Ingeniería en Mantenimiento Industrial

TEC | Tecnológico
de Costa Rica

EXTRALUM

VIDRIO Y ALUMINIO

*“Evaluación y rediseño de la red de distribución de
aire comprimido de la empresa Extralum”*

Informe de práctica profesional para optar por el título de
Ingeniería en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

Estudiante:

Fernando Jesús Solano Zúñiga

Cartago, junio de 2017



acreditada por

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

Carrera evaluada y

CEAB

Información del estudiante

Nombre: Fernando Jesús Solano Zúñiga

Cedula: 3-0477-0793

Carné ITCR: 201236366

Dirección: El Tejar del Guarco, Cartago.

Teléfono: 8884-8568

Email: fernanjsz@gmail.com

Información del Proyecto

Nombre: "Evaluación y rediseño de la red de distribución aire comprimido de la empresa Extralum."

Profesor Asesor: Oscar Eduardo Monge Ruiz.

Horario de trabajo: Lunes: 1:00 p.m.-5:00 p.m., martes a viernes: 8:00 a.m.-5:00 p.m.

Información de la empresa

Nombre: Extralum, Planta de Cartago.

Zona: Sabana Grande de Cartago

Dirección: 1 kilómetro Oeste y 150 metros Norte del Restaurante El Quijongo.

Teléfono: 2277-1900

Actividad principal: Extrusión y acabado de aluminio.

Asesor Industrial: Ing. Luis Carlos Rodríguez Coronado.

Dedicatoria

A Dios, por todas las bendiciones que me ha dado en la vida, a mis padres por apoyarme a lo largo de este proceso, por alentarme, por estar siempre ahí cuando los necesite y por incentivarme a cumplir mis metas, a mis amigos, compañeros, profesores y cada una de las personas que fueron parte de este proceso.

Agradecimiento

Al Ing. Luis Carlos Rodríguez Coronado, por abrirme las puertas de la empresa, por apoyarme y aconsejarme a lo largo de mi práctica profesional. A Jonathan Umaña y cada uno de los integrantes del departamento de mantenimiento. A mi profesor tutor el Ing. Oscar Eduardo Monge Ruiz por su apoyo durante mi práctica, al igual que cada uno de los profesores del ITCR que fueron parte de mi formación académica.

Índice

Resumen	7
Abstract.....	8
Objetivos	9
Objetivo general	9
Objetivos específicos.....	9
Descripción del problema	10
Limitaciones del proyecto	11
Metodología de Trabajo	12
Capítulo 1 : Descripción de la empresa.....	13
Capítulo 2 : Marco Teórico	22
Compresores.....	22
Tratamiento del aire	28
Depósito de aire.	35
Instalación de aire comprimido	36
Ahorro de energía en aire comprimido	46
Capítulo 3 : Evaluación de la condición actual de la red	49
Detección de fugas	49
Caída de presión.....	54
Evaluación general de la red.....	55
Capítulo 4 : Rediseño de la red de aire comprimido	59
Inventario de equipo conectado a la red	59
Diseño de la tubería principal.....	67
Diseño de la tubería secundaria y bajantes.....	73
Selección del compresor	84
Selección del secador	85
Calidad del aire comprimido	87
Cálculo de la presión mínima del sistema.....	88
Tanque de almacenamiento	89

Soportes.....	90
Juntas de expansión.....	91
Implementación de variadores de frecuencia.....	94
Capítulo 5 : Oportunidades de conservación de la energía (OCES)	96
Instalación de purgas automáticas en filtros secundarios en el cuarto de compresores	96
Instalación de pistolas de soplado según la aplicación y requerimiento necesarios.	100
Instalación de sopladoras de aire, área pinturas	103
Capítulo 6 : Estudio financiero	105
Costo por consumo eléctrico	106
Costo por concepto de mantenimiento	108
Costo del proyecto	109
Capítulo 7 Conclusiones y Recomendaciones	115
Conclusiones.....	115
Recomendaciones	116
Bibliografía.....	117
Apéndices.....	119
Anexos	120

Índice de Tablas

Tabla 2.1 Gases que conforman el aire.	22
Tabla 2.2. Índice de resistividad	40
Tabla 2.3 Longitud equivalente en metros por accesorios.....	41
Tabla 2.4 Coeficientes de utilización para algunas herramientas.....	44
Tabla 2.5 Factores de simultaneidad según cantidad de unidades consumidoras. ..	44
Tabla 3.1 Tiempos de Carga y descarga del compresor de 100 hp	50
Tabla 3.2 Caída de presión en el punto más alejado del sistema.	55
Tabla 4.1 Equipos conectados a la red sección de Extrusión	60
Tabla 4.2 Equipos conectados a la red sección de Extrusión	60
Tabla 4.3 Equipos conectados a la red sección Maderas	61
Tabla 4.4 Equipos conectados a la red sección Maquinado	61
Tabla 4.5 Equipos conectados a la red sección Anodizado.....	61
Tabla 4.6 Equipos conectados a la red sección Pintura	62
Tabla 4.7 Equipos conectados a la red sección edificio de Mantenimiento	62
Tabla 4.8 Equipos conectados a la red sección Red General de Agua	62
Tabla 4.9 Equipos conectados a la red sección Bodega de Repuestos	62
Tabla 4.10 Datos de los compresores disponibles en la empresa.	66
Tabla 4.11 Datos de los equipos sección Extrusión.....	75
Tabla 4.12 Datos de los equipos sección Dados.....	75
Tabla 4.13 Datos de los equipos sección Maderas	76
Tabla 4.14 Datos de los equipos sección Maquinado.	76
Tabla 4.15 Datos de los equipos sección Anodizado.	76
Tabla 4.16 Datos de los equipos sección Pintura.....	77
Tabla 4.17 Datos de los equipos sección edificio de Mantenimiento	77
Tabla 4.18 Datos de los equipos sección Red General de Agua.	77
Tabla 4.19 Datos de los equipos sección Bodega de Repuestos.....	77
Tabla 4.20 Diámetros recomendados para los tramos de tubería secundarios.	80
Tabla 4.21 Diámetros recomendados de tubería para los bajantes.....	82

Tabla 4.22	Continuación diámetros recomendados para la tubería de los bajantes.	83
Tabla 4.23	Filtros de línea requeridos en sala de máquinas para la calidad de aire propuesta.....	88
Tabla 4.24	Datos de caída de presión.....	88
Tabla 5.1	Tabla resumen de costos y ahorro según área por cambio de boquillas.	103
Tabla 6.1	Potencia eléctrica del compresor en carga	107
Tabla 6.2	Potencia eléctrica del compresor en vacío	107
Tabla 6.3.	Costo de la tubería de hierro galvanizado cedula 40	112
Tabla 6.4	Costos por accesorios	112
Tabla 6.5	Costos por elementos adicionales requeridos para el proyecto	113
Tabla 6.6	Resumen de costos para el proyecto	113
Tabla 6.7	Resultados obtenidos del análisis financiero	114

Índice de figuras

Figura 1.1. Ubicación de la empresa.	14
Figura 1.2 Organigrama general de la empresa	15
Figura 1.3 Organigrama del departamento de mantenimiento	16
Figura 1.4 Diagrama del proceso productivo de la empresa	21
Figura 2.1 División de los compresores según su principio de funcionamiento.	23
Figura 2.2 Compresor de pistón	24
Figura 2.3 Vista interna de un compresor de tornillo	25
Figura 2.4 Funcionamiento del compresor de paletas	26
Figura 2.5 Compresores con distinta cantidad de lóbulos	26
Figura 2.6 Compresor centrifugo de tres etapas	27
Figura 2.7 Vista interna de un compresor de flujo axial	28
Figura 2.8 Comportamiento de las diferentes variables al pasar por el secador y el post-enfriador de aire.	31
Figura 2.9 Parámetros de calidad del aire según la norma ISO 8573	33
Figura 2.10 Vista interna de un filtro sub-micrónico	34
Figura 2.11 Vista interna de un filtro sub-micrónico con carbón activado	35
Figura 2.12 Distribución de un fluido con flujo laminar dentro de una tubería.	37
Figura 2.13 Distribución de un fluido con flujo turbulento dentro de una tubería.	37
Figura 2.14 Diámetros de tubería de hierro galvanizado	42
Figura 2.15 Factores que afectan el costo de aire comprimido.	46
Figura 2.16 Consumo de las fugas de aire según su tamaño.	47
Figura 2.17 Costo aproximado anual por fugas,	48
Figura 3.1 Consumo de aire producto de fugas para la empresa	52
Figura 3.2 Limpieza de filtro de línea a la salida del compresor de 100 hp.	56
Figura 3.3 Estado actual del filtro de línea del secador	57
Figura 3.4 Agua presente dentro de la tubería de aire de la empresa.	58
Figura 4.1 Medición del consumo de aire de la empresa	64
Figura 4.2 Unifilar de la red de aire comprimido de la empresa.	64
Figura 4.3 Vista 3D de la red actual de aire comprimido	65

Figura 4.4	Medición de caudal máximo de aire comprimido de la empresa	68
Figura 4.5	Determinación del diámetro de la tubería principal mediante la utilización del software.....	71
Figura 4.6	Determinación del diámetro de la tubería principal por medio del nomograma	72
Figura 4.7	Medición del consumo de aire comprimido de los equipos, horno de dados.....	73
Figura 4.8	Consumo de pistones en l/min por cm de carrera	74
Figura 4.9	Consumo de aire comprimido por sección.	78
Figura 4.10	Porcentajes de consumo de aire comprimido de cada uno de los equipos.	79
Figura 4.11	Comprobación de diámetro del tramo B-C-K-L-M-N-O por medio del software.....	81
Figura 4.12	Resultados de consumo de aire comprimido de la empresa.	85
Figura 4.13	Secador propuesto para la red de aire comprimido, marca Sullair modelo RD-400.....	87
Figura 4.14	Tanque pulmón instalado en la empresa.....	90
Figura 4.15	Distancia recomendada entre soportes según diámetro.	91
Figura 4.16	Vista 3D de la red propuesta	93
Figura 4.17	Curvas de porcentaje de BHP utilizados según capacidad demandada.	95
Figura 5.1	Purgas manuales existentes y agua contenida por falta de purga.	97
Figura 5.2	Purgas automáticas propuestas, marca Sullair modelo Mini Zero air loss drain.....	98
Figura 5.3	Instalación de purgas propuestas.	99
Figura 5.4	Boquillas reductoras de consumo de aire propuestas.	101
Figura 5.5	Soplador de aire propuesto	104
Figura 6.1	Porcentaje de costos de cada una de las variables de aire comprimido para la empresa.....	105

Resumen

Actualmente, las empresas se encuentran en la búsqueda de la mejora continua de sus líneas de producción; es por esto que empresas como Extralum buscan maximizar la eficiencia de sus sistemas con el fin de aumentar su productividad y reducir costos; por ello en el presente proyecto se evalúa la red actual de aire comprimido con el fin de realizar un rediseño que optimice la eficiencia del sistema.

Primeramente como en todo rediseño es vital conocer el estado actual, por lo que como antesala del proyecto se realiza un levantamiento de la red de aire comprimido. Lo anterior sienta una base para observar el panorama actual y conocer la ubicación de los equipos consumidores. Por otro lado se determinan las fugas presentes en la red que correspondieron a $1,88 \text{ m}^3/\text{min}$, y la pérdida de carga del sistema un 8,33% por encima del 4% recomendado

Seguidamente se determinan los consumos de los equipos de dos maneras, la primera realizando mediciones en sitio de las principales salidas y la segunda, en el caso de los pistones, de manera teórica. Por medio del estudio se determinó que actualmente, el caudal máximo es de $7,85 \text{ m}^3/\text{min}$ con un 23,9% de fugas por lo que se debe reducir, mientras que el caudal de diseño propuesto con un 15% de factor de fugas y con un factor de ampliación de 15% corresponde a $7,76 \text{ m}^3/\text{min}$.

Posteriormente se entró en la etapa de diseño donde se propone una nueva distribución de la red de aire comprimido. En ella se proponen variaciones en diámetros de tubería, instalación de nuevos equipos entre otras variables. Finalmente se realiza un estudio económico con el fin de respaldar el proyecto donde se obtiene un VAN del proyecto de \$27 677 y una TIR de 30,2% evaluando el proyecto a 10 años plazo y obteniendo un retorno a la inversión en un plazo de 5 años. Además de esto, se respalda el proyecto mediante la identificación de oportunidades de conservación de la energía que de la mano con el rediseño de la red permita reducir gastos operativos y mejorar la productividad del sistema.

Palabras clave: aire comprimido, rediseño, evaluación

Abstract

Currently, companies are in search of the continuous improvement of their production lines; this is why companies like Extralum seek to maximize the efficiency of their systems in order to increase their productivity and reduce costs; so in this project the current compressed air network is evaluated in order to carry out a redesign that optimizes the efficiency of the system.

Firstly as in all redesign it is vital to know the current state, so that as a prelude to the project is carried out a survey of the compressed air network. This provides a basis for observing the current scenario and knowing the locations of consumer teams. On the other hand, the leaks present in the network corresponding to $1,88 \text{ m}^3 / \text{min}$, and the system load loss 8,33% above the recommended 4%

Next, the equipment consumptions are determined in two ways, the first one making site measurements of the main outputs and the second, in the case of the pistons, theoretically. By means of the study, it was determined that at present the maximum flow rate is $7,85 \text{ m}^3 / \text{min}$ with 23,9% of leaks so it should be reduced, while the proposed design flow with a 15% leaks and with a magnification factor of 15% corresponds to $7,76 \text{ m}^3 / \text{min}$

Subsequently we entered the design stage where we propose a new distribution of the compressed air network. It proposes variations in pipe diameters, installation of new equipment among other variables. Finally, an economic study is carried out in order to support the project where a project NPV of \$ 27 677 is obtained and a 30,2% IRR is evaluated by the 10-year project and obtaining a return on investment within a period of 5 years. In addition to this, the project is supported by the identification of energy conservation opportunities that together with the redesign of the network allows to reduce operating expenses and improve the productivity of the system.

Keywords: compressed air, redesign, evaluation

Objetivos

Objetivo general

Rediseñar la red de aire comprimido de la empresa Extralum, ubicada en Tejar del Guarco de Cartago.

Objetivos específicos

1. Auditar la red actual de aire comprimido de la empresa.
2. Determinar las pérdidas a través de las tuberías correspondientes a caída de presión y fugas.
3. Diseñar la red de aire comprimido que satisfaga adecuadamente los requerimientos de calidad, consumo y presión de la empresa.
4. Evaluar la factibilidad técnico-económica del proyecto.

Descripción del problema

Extralum es una empresa ubicada en Sabana Grande de Cartago, Costa Rica, esta cuenta con una red de aire comprimido de hierro galvanizado que por distintas razones se encuentra obsoleta, dentro de ellas cabe destacar que la red tiene aproximadamente 27 años de instalada, siendo la vida útil del hierro galvanizado de aproximadamente 15 años.

La red presenta el problema de poseer un tanque pulmón sumamente pequeño para los requerimientos de la empresa. Por otro lado debido a las expansiones y la instalación de equipo con el pasar de los años algunas salidas han quedado fuera de funcionamiento y se han agregado otras de una manera des-planificada lo que contribuye a un aumento de las perdidas tanto por fricción como por fugas.

Es por esto que la empresa se ha propuesto como parte de su ordenamiento realizar un rediseño de la red actual con el fin de optimizar el uso de aire comprimido así como de asegurar las condiciones óptimas de operación que garanticen la calidad del producto final. En este caso como parte del proyecto también se busca encontrar oportunidades de conservación de la energía.

Limitaciones del proyecto

Como en todo proyecto existen limitaciones que es importante tomar en cuenta, ya que están pueden afectar el resultado final. En este caso se encuentran las siguientes limitaciones.

Rango de medición del equipo

Como parte del proyecto, fue necesaria la adquisición de un equipo de medición de caudal de las unidades consumidoras. Por cuestiones de presupuesto fue posible la compra de únicamente un equipo ya que su monto es de \$ 796. Este equipo cuenta con dos limitaciones la primera es que su rango de medición es de 0-3,68 Nm^3/min .

Por otro lado presenta la limitante que el diámetro de conexión es de $\frac{3}{4}$ de pulgada por lo que puede afectar en una pequeña medida los valores de presión medidos debido a las reducciones o expansiones de diámetro en aquellos casos donde fue necesario realizarlo.

Calibración de los equipos

Para realizar las mediciones sobre los consumos de los equipos fue necesaria tanto la compra como el alquiler de elementos de medición de caudal y presión. En por ello que contar con una calibración adecuada de los mismos es de suma importancia para realizar la adecuada toma de datos.

En este caso para la determinación del consumo total de la planta se utilizó el equipo DS 400 de la marca CS Instruments propiedad de la empresa ENESA. Este equipo es capaz de medir presión, caudal y velocidad del aire en tiempo real; al consultar sobre su calibración la empresa indica que en las especificaciones del equipo cuenta con 5 puntos con calibración de precisión que incluye la certificación ISO.

Por otro lado para determinar la demanda de aire requerido por las unidades consumidoras dentro de la planta se gestionó la compra de un flujo-metro modelo CDI 25. Las especificaciones del mismo se adjuntan en la parte de anexos.

Metodología de Trabajo

Para realizar un adecuado rediseño de la red es necesario conocer previamente la red actual con la que cuenta la empresa por lo que al cronograma de trabajo se le suma la realización del diseño presente en la planta. A continuación se citan las etapas a seguir dentro del proyecto:

1. Levantamiento de la red actual de aire comprimido: para ello se realizan mediciones de longitudes de tubería, diámetros y equipos; lo anterior con el fin de generar un plano 3D que dé una visión más amplia del sistema actual.
2. Evaluación del sistema actual: en este caso se buscan fugas presentes dentro de la red y oportunidades de mejora. Además de ello se estiman los consumos de cada uno de los equipos así como sus respectivos horarios de consumo para el posterior rediseño.
3. Rediseño de la red de aire comprimido: en esta etapa se propone un nuevo diseño de la red actual que cumpla con los requerimientos de la planta y que optimice la instalada actualmente.
4. Determinación de oportunidades de conservación de la energía: se proponen mejoras que contribuyen a disminuir costos de operación y a mejorar la eficiencia del consumo actual.
5. Estudio de viabilidad del proyecto: en esta etapa se realiza un estudio económico con el fin de determinar la factibilidad del proyecto, para ello se realizan las cotizaciones correspondientes a los materiales requeridos.

Capítulo 1 : Descripción de la empresa

Misión

“Proveer al mercado arquitectónico e industrial en Costa Rica, Centroamérica y el Caribe, productos de Aluminio y Vidrio; para satisfacer las necesidades de los clientes, basados en nuestra filosofía de calidad y servicio, enfocándonos en el desarrollo del potencial humano, la mejora continua de los procesos y en armonía con el medio ambiente.”

Visión

“Ser reconocidos en Centroamérica y el Caribe como empresa líder en la manufactura y comercialización de productos en aluminio y vidrio, por medio de la utilización óptima de tecnologías, excelencia operativa y un espíritu innovador.”

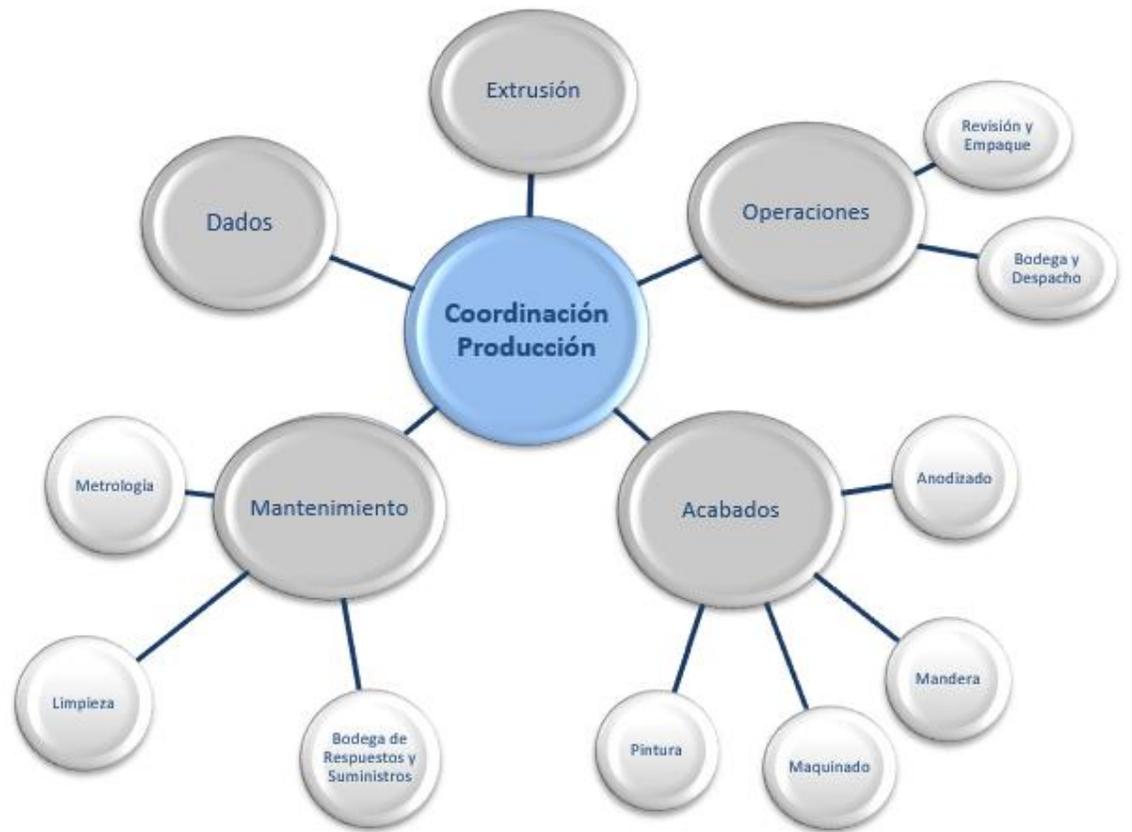
Extralum es una empresa de capital costarricense dedicada a la fabricación de vidrio y aluminio. Actualmente cuenta con dos plantas de producción una ubicada en Santo Domingo de Heredia, donde se encuentra la fábrica de vidrio, y otra ubicada en Sabana Grande de Cartago, destinada a la extrusión de aluminio. En este caso se hace enfoque a esta última que es donde se realiza el proyecto, además de ello cuenta con 6 sucursales a nivel nacional y 2 a nivel internacional, en Panamá y Honduras.



Fuente: Google Maps

Figura 1.1. Ubicación de la empresa.

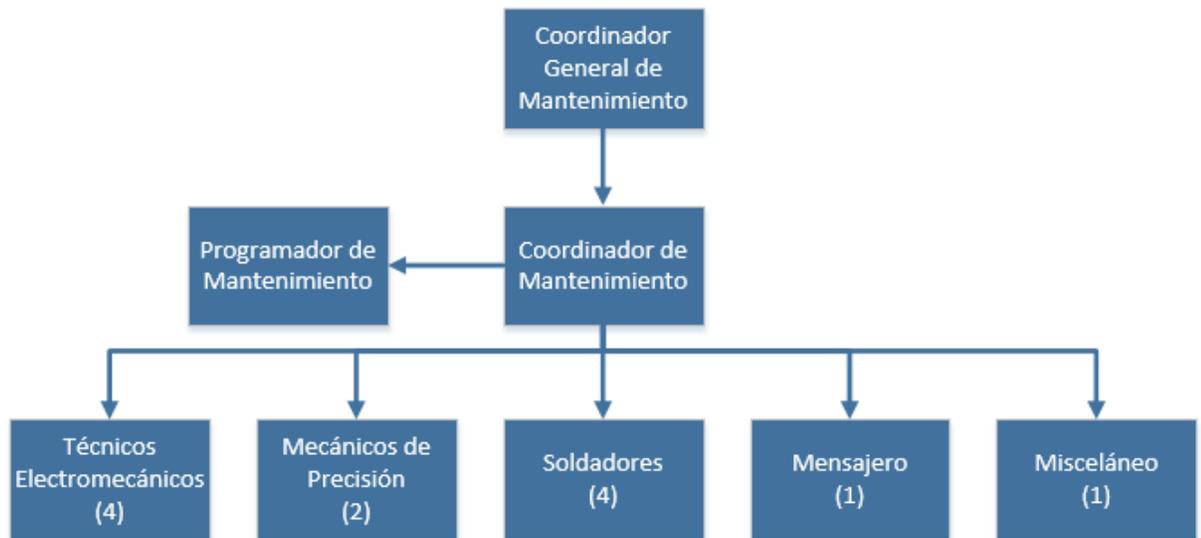
La empresa cuenta con una política interna que busca evitar las jerarquías con el fin de darle una importancia más equitativa a cada miembro del personal, es por ello que no existe el seudónimo de “gerente” con el fin de evitar dicha jerarquía sino más bien que se utiliza un coordinador por área para mantener a cada encargado al mismo nivel. En la siguiente figura se puede observar el organigrama general de la planta de Extralum Cartago.



Fuente: Extralum (2017)

Figura 1.2 Organigrama general de la empresa

Por otro lado el departamento de mantenimiento está conformado por el coordinador de mantenimiento, el programador de mantenimiento y cada uno de los técnicos. El organigrama del departamento se muestra a continuación:



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 1.3 Organigrama del departamento de mantenimiento

Como se dijo anteriormente la planta de Cartago está dedicada a la extrusión de aluminio y acabado del mismo. Para lograrlo en la planta se realiza un extenso proceso desde la llegada de materia prima en lingotes de 6 pulgadas de diámetro y 5,80 metros de largo hasta su despacho final en los distintos perfiles y acabados requeridos por el cliente.

Las etapas del proceso se detallan a continuación:

1. Recibir Materia Prima

Inicialmente, el proceso inicia con la recepción de la materia prima. La materia prima es descargada de los contenedores que provienen de proveedores externos. Luego, se almacena temporalmente en el patio hasta que ingresa al proceso.

Extralum S.A., utiliza dos tipos de aleaciones, las cuales son: AA6063 y AA6005.

2. Preparar dados

De acuerdo con la programación, se preparan los dados que se van a utilizar. Los dados deben ser sometidos a una limpieza cada vez que son usados. Cuando se

encuentran listos se ingresan al horno y están expuestos por un determinado tiempo a una temperatura especificada (850 °F). Luego, son instalados en la prensa de extrusión.

3. Extruir aluminio

Este proceso consiste en hacer pasar un “billet” de aluminio, previamente calentado (horno a una temperatura entre 780 y 840 °F) y cortado, aplicando presión, por medio de la prensa de extrusión y pasa por un útil de acero templado, llamado matriz o dado, dando la forma que se desea. Por consiguiente, se enfría el perfil y luego pasa por un proceso de estirado, con el objetivo de alinear el perfil extruido. Luego, se corta según el largo que solicita el cliente.

4. Envejecer perfiles de aluminio

Luego de que se obtienen las piezas cortadas, se agrupan y se colocan en estructuras conocidas como “buggys”. Cuando el horno de templado está disponible, se ingresan los “buggys” y se exponen a una cierta temperatura durante un tiempo de acuerdo al temple requerido.

5. Decisión ¿Mill Finish?

Cuando se termina con el templado de perfiles de aluminio, se procede con los traslados a las diferentes bodegas. Cuando el material que solicitan no requiere ningún acabado, se le conoce como Mill Finish y éste se traslada al proceso de empaque.

6. Gratar material

Esta operación permite brindar un acabado que simula el color inoxidable en perfiles de aluminio. Según la solicitud del cliente, se brinda acabados como negro gratado o inox gratado.

7. Anodizar material

Los procedimientos que componen esta operación son:

- 7.1. Enrracado de perfiles: en este proceso, se recibe los “buggys”, se preparan las boletas de anodizado, se colocan los perfiles y la

boleta en una viga con equipos de sujeción. Las vigas son conocidas como “racks”.

- 7.2. Enjuagues: se realizan ciertos enjuagues, para los cuales se utiliza agua de pozo y aditivos químicos. Dentro de los enjuagues que se realizan son: en jabón alcalino, en jabón, en soda caustica, de desoxidado, de anodizado, de color, de sellado y en agua caliente.
- 7.3. Desoxidación: en esta etapa se realiza un enjuague para eliminar todo óxido que pueda manchar el material.
- 7.4. Adición de capa anódica: en esta parte los perfiles son sumergidos y se dejan cierta cantidad de tiempo para que actúen los componentes y se cree la capa anódica.
- 7.5. Coloración: los perfiles son sumergidos en un tanque de color, y éstos permanecen durante un determinado tiempo, según el acabado requerido.
- 7.6. Sellado: los perfiles se sumergen con un aditivo de sellado, el agua se encuentra a altas temperaturas con el fin de reducir la porosidad y capacidad de absorción, que le permite proteger el metal de distintos ambientes.
- 7.7. Des-enrracado de perfiles: en esta operación se dispone a descargar los perfiles de los “racks”, se ingresan las boletas de anodizado al sistema y se colocan en una canasta para que puedan ser empacadas. En esta operación, verifican la calidad del acabado.

8. Pintar material

En este proceso existen diversas operaciones, las cuales son:

- 8.1. Pre-tratado de perfiles: los perfiles son sometidos a un enjuague para eliminar grasa, suciedades e impurezas que traen el material de los procesos anteriores. Además, se somete a un sellado, para brindar una mejor adhesión de la pintura.
- 8.2. Secado: en esta operación, los perfiles se introducen a un horno para calentarlos a una temperatura determinada, con el objetivo de

obtener perfiles en las condiciones necesarias para que sean pintados.

- 8.3. Montaje a los “racks”: en esta sección los perfiles son colocado en los “racks” los cuales van a servir para ser trasladados por el proceso de pintura e interior del horno.
- 8.4. Pintado de perfiles: la máquina de pintura electrostática es la encargada de colocar la capa necesaria de polvo de pintura a cada grupo de perfiles que pasa por esta fase.
- 8.5. Horneo de perfiles: finalmente, los perfiles ingresan al horno para que se adhiera de forma adecuada la pintura.

Nota: Extralum brinda productos que ya tienen acabado, por lo que no todos los materiales deben pasar por el proceso de pintura.

9. Decorar material

Cuando los perfiles terminan el proceso de pintado, según la necesidad del cliente, se les realiza la operación de decorado. Actualmente, los perfiles se les pueden realizar una simulación de madera.

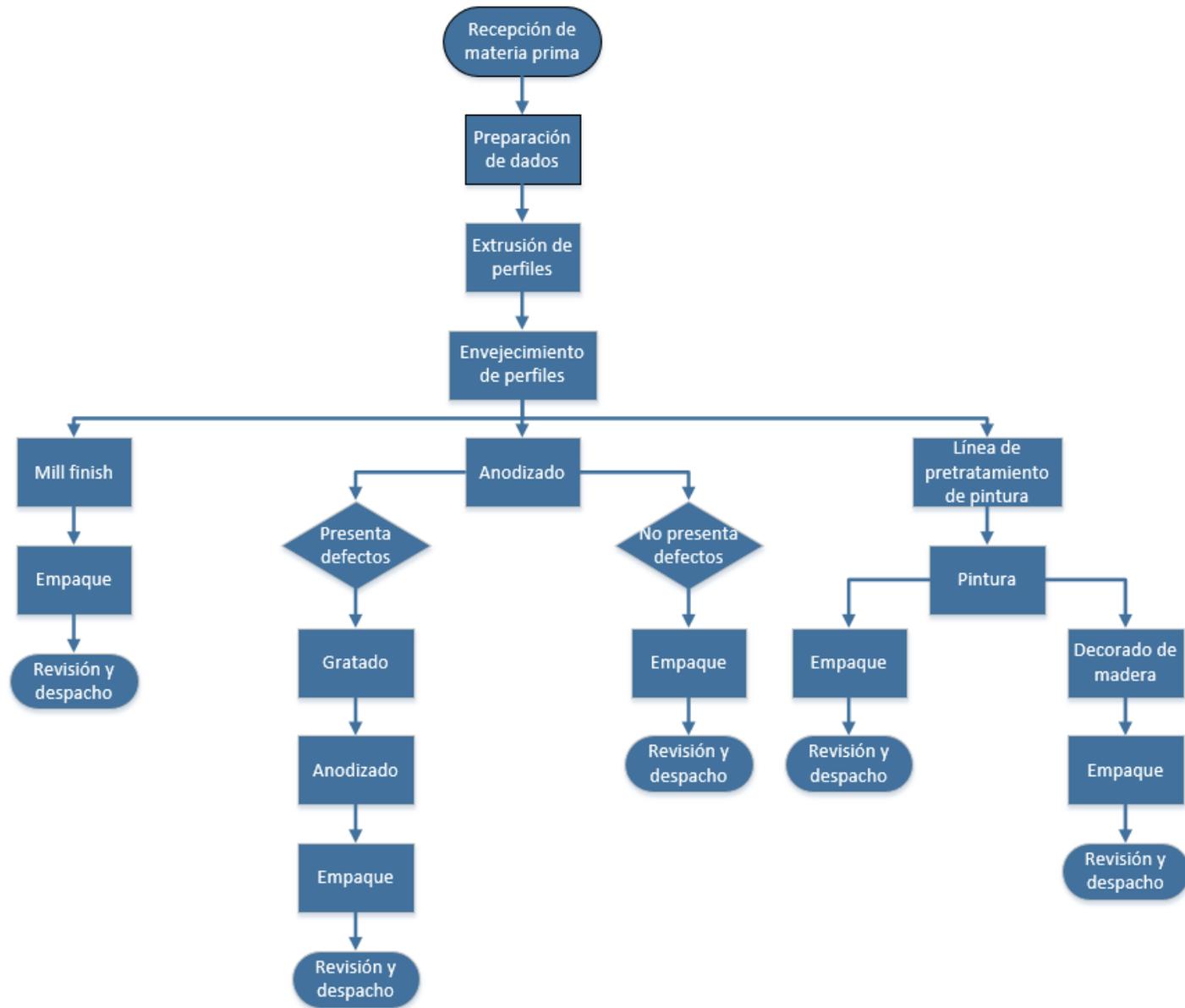
En esta operación, los perfiles se les colocan una bolsa de plástico (conocida como “film”) que brinda la apariencia de madera, se pasa a la aspiración del aire y vacío de la cinta, con el objetivo de que el plástico se adhiera adecuadamente al metal. Se introduce a un horno que hace que la tinta que contenía el film se impregne en los perfiles, por medio de la sublimación.

10. Empacar material

Cuando los perfiles ya han terminado los diferentes procesos, se dispone al empacado de este. En esta operación, el producto es plastificado (sólo en caso de que el cliente lo solicite) y se dispone a conformar bultos. En caso de que no requiera un plastificado, se arman los bultos y por último se embolsan para proteger el producto.

11. Despachar material

Cuando ya una orden de pedido está completa, se dispone a despachar el material. En este caso, se cargan los camiones que se encargaran de hacer llegar el material al cliente. Se genera la factura y se informa al cliente.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 1.4 Diagrama del proceso productivo de la empresa

Capítulo 2 : Marco Teórico

Actualmente el aire comprimido es una de las fuentes de energía más utilizadas en la industria debido a su versatilidad de uso en actuadores, herramientas neumáticas, soplado de virutas en los procesos, entre muchas otras tareas. De ahí que cada vez sea más importante mejorar la eficiencia de su producción y asegurar el correcto trasiego del mismo. Existen distintas variables que pueden afectar su uso las cuales se detallan más adelante.

Ahora bien es importante definir ¿Qué es el aire comprimido?, pues básicamente es el aire circundante tomado a presión atmosférica por un compresor que aumenta su presión hasta la requerida por los equipos. El aire según (Royo, 1977) “es un gas incoloro, insípido e inodoro, es una mezcla de gases” de ahí que se tengan diferentes porcentajes de sus componentes, de los cuales los principales se detallan a continuación:

Tabla 2.1 Gases que conforman el aire.

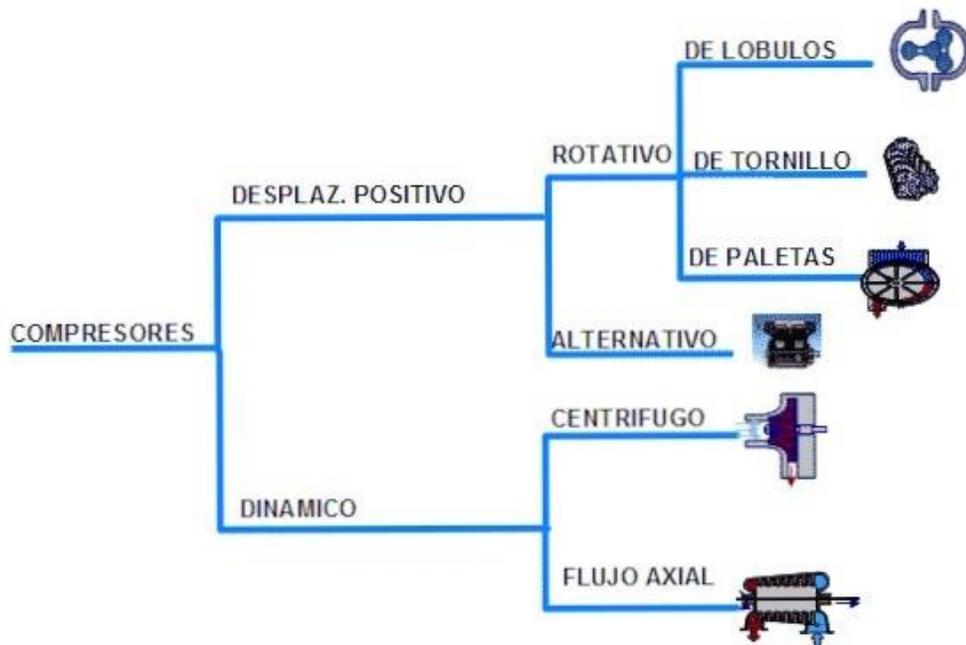
Componente	Porcentaje en volumen (%)	Porcentaje en masa (%)
Nitrógeno	78,09	75,51
Oxígeno	20,95	23,25
Argón	0,93	1,28
Dióxido de carbono	0,03	0,046

Fuente: (Royo, 1977)

Compresores

Los compresores son elementos vitales en la instalación de aire comprimido y de su correcto funcionamiento depende en gran medida la producción de la planta en que se utiliza. Existen distintos tipos de compresores y su clasificación más habitual

es según su principio de funcionamiento, donde se separan en dos grandes grupos, los compresores de desplazamiento positivo y los compresores dinámicos. En la siguiente imagen se puede observar a su vez la división de cada uno de los tipos:



Fuente: www.widman.biz

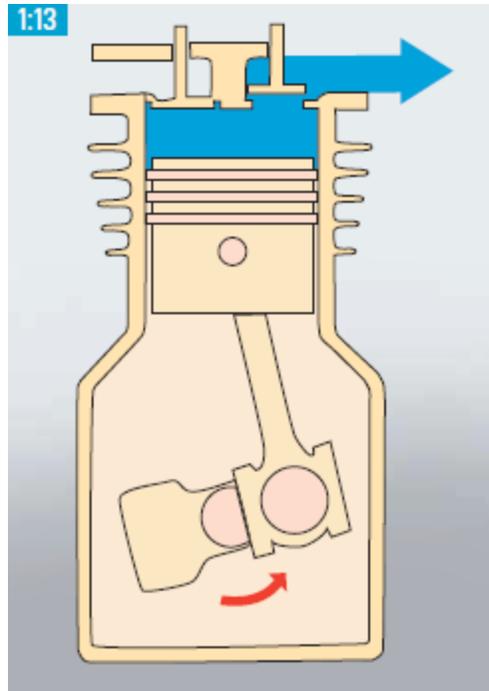
Figura 2.1 División de los compresores según su principio de funcionamiento.

Generalmente los más utilizados son los de desplazamiento positivo por lo que se enfocara en este tipo de compresores.

Compresores de pistón

Los compresores de pistón “se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacúan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias.” (Fernandez, s. f.) En este caso existen tanto de una etapa como de dos etapas. Los de dos etapas se utilizan en aquellos casos donde se requiere una mayor compresión. En la siguiente figura se puede observar

el funcionamiento de este tipo de compresores, en donde como se observa el pistón estrangula el aire en una cámara cilíndrica que abre una válvula y deja pasar el aire.



Fuente: (Atlas Copco, 2010)

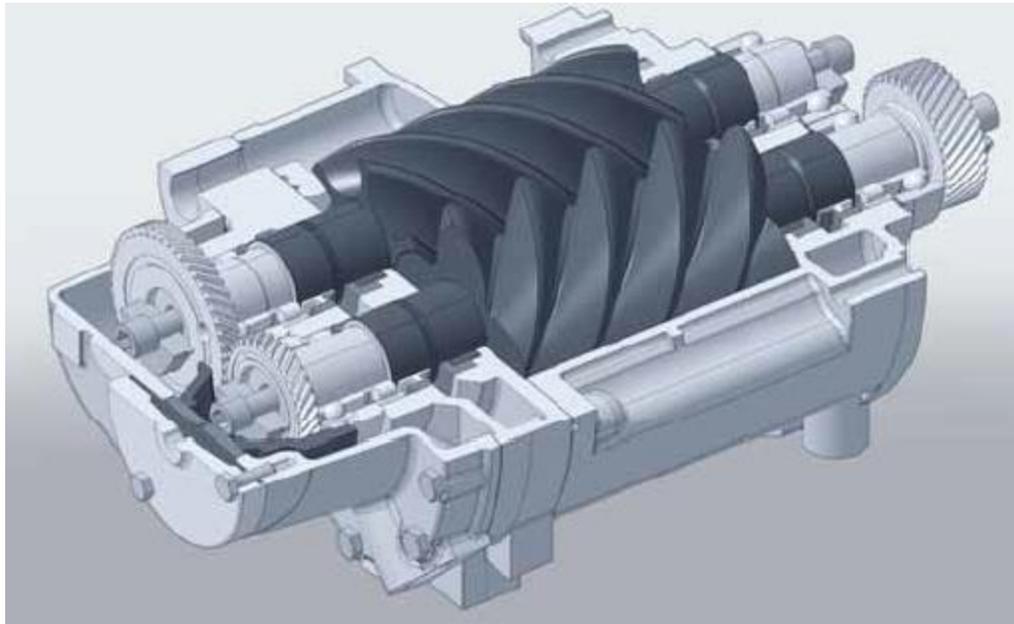
Figura 2.2 Compresor de pistón

Compresores de tornillo

Los compresores de tornillo representan un gran porcentaje de los utilizados en la industria debido a su alta capacidad de compresión y grandes caudales capaces de manejar.

Están conformados por un rotor macho y uno hembra que giran en direcciones opuestas, mientras que el aire que fluye a través del orificio de entrada es atrapado entre los lóbulos y el estator, al continuar la rotación de los rotores se va reduciendo el espacio ocupado por el aire, dando como resultado un aumento de presión. (Richmond, 1999)

En la siguiente imagen se puede observar interiormente un compresor de tornillo donde se aprecia adecuadamente el rotor macho y el hembra.

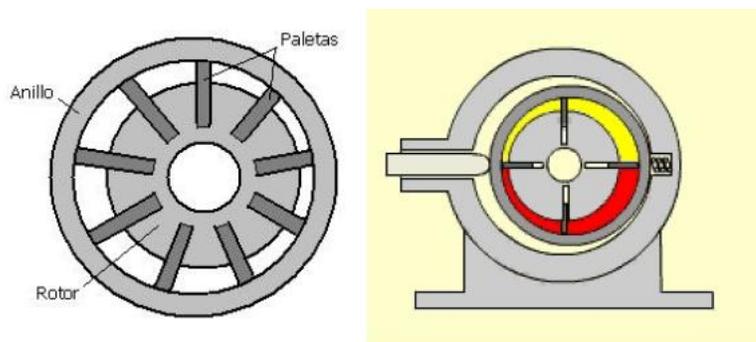


Fuente: (Atlas Copco, 2010)

Figura 2.3 Vista interna de un compresor de tornillo

Compresor de Paletas

Los compresores de paletas a diferencia de los de tornillo son menos utilizados, esto se emplean principalmente cuando se cuentan con bajas exigencias de caudal. Para su funcionamiento “utiliza paletas colocadas excéntricamente dentro del rotor de la máquina. Al ir girando, el espacio existente entre las paletas se va reduciendo, con lo que el aire atrapado en esas cavidades se comprime.” (Universidad de Oviedo, 2006) En la Figura 2.4 se puede apreciar su funcionamiento, cabe destacar que este tipo de compresores presenta la desventaja que no alcanza grandes presiones.

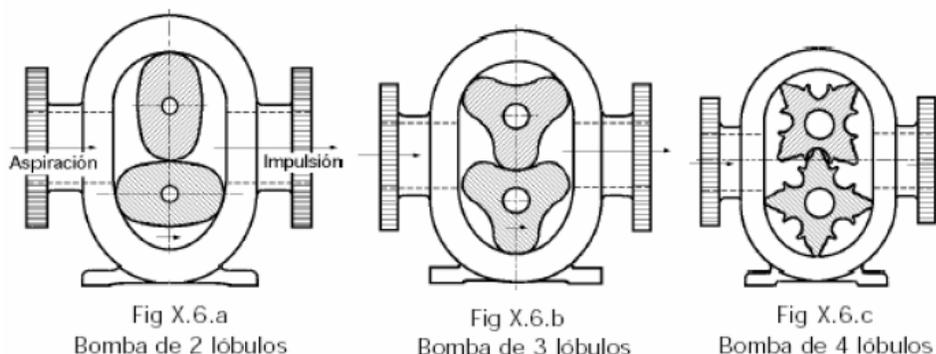


Fuente: (Universidad de Oviedo, 2006)

Figura 2.4 Funcionamiento del compresor de paletas

Compresor de lóbulos

Los compresores de lóbulos al igual que el de paletas presentan la particularidad que no son capaces de alcanzar altas presiones, de ahí que sean utilizados en trabajos donde la presión no es vital. “Funcionan de manera similar a una bomba de engranajes. Al girar el aire atrapado entre los lóbulos del rodete y la carcasa de la maquina es impulsado hacia la salida.” (Universidad de Oviedo, 2006) En la Figura 2.5 se puede apreciar este tipo de compresores para una distinta cantidad de lóbulos.



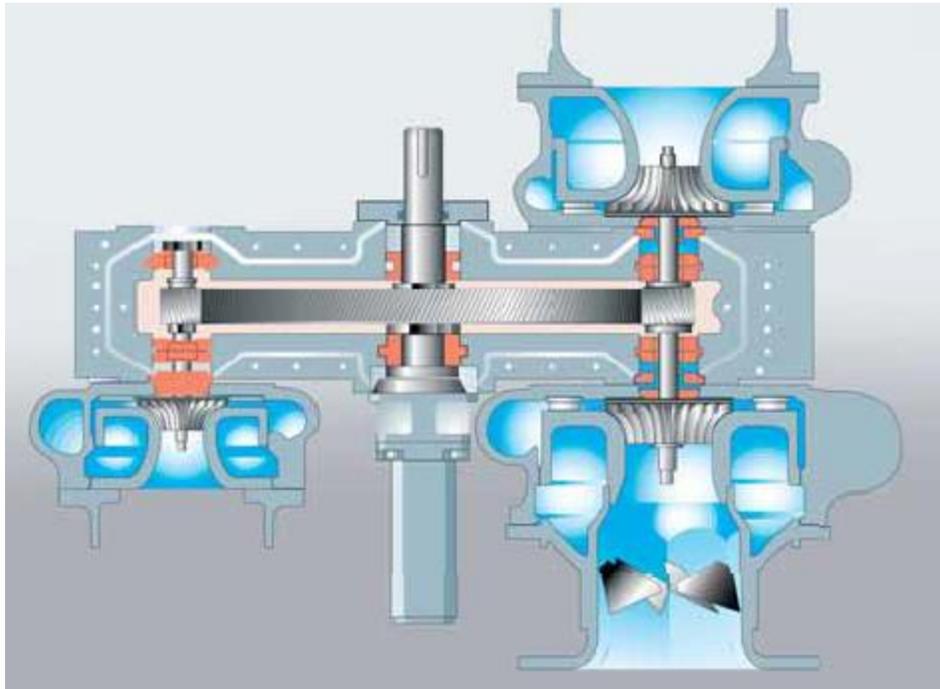
Fuente: (Universidad de Oviedo, 2006)

Figura 2.5 Compresores con distinta cantidad de lóbulos

Por otro lado en cuanto a los compresores dinámicos son utilizados en menor medida y dentro de ellos se encuentran los siguientes:

Compresor centrífugo

Los compresores centrífugos presentan la particularidad que cuentan con una descarga radial. “El aire es atraído hacia el centro del impulsor giratorio con paletas radiales y a su vez es empujado hacia el perímetro del impulsor por las fuerzas centrífugas. El movimiento radial del aire resulta en un aumento simultáneo de presión y generación de energía cinética.” (Atlas Copco, 2010) Generalmente para aumentar la capacidad de compresión del sistema se añaden más etapas como se puede observar en la Figura 2.6 donde se muestra un compresor centrífugo de tres etapas.

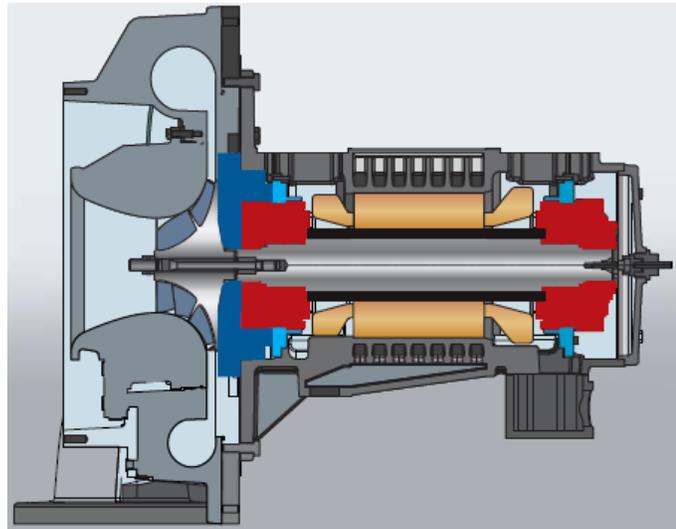


Fuente (Atlas Copco, 2010)

Figura 2.6 Compresor centrífugo de tres etapas

Compresor de flujo axial

Estos como su nombre lo indica tiene un flujo axial. Su funcionamiento es simple al aumentar la velocidad del aire la cuchillas giratorias se encargan de convertir la energía cinética en un aumento de presión. En la Figura 2.7 se puede observar un compresor de este tipo.



Fuente: (Atlas Copco, 2010)

Figura 2.7 Vista interna de un compresor de flujo axial.

Tratamiento del aire

Sin duda alguna una parte vital en el uso del aire comprimido es contar con una calidad adecuada según las especificaciones del usuario, esto depende tanto del tipo de industria como de los requerimientos de las maquinas instaladas a la red. Por ello es de suma importancia definir previamente la calidad requerida, puesto que el contacto del aire contaminado con el producto final puede ser inaceptable e incurrir en costos más elevados por la búsqueda de una solución adicional. Los principales contaminantes a tratar en este tipo de redes son el agua ya sea líquida o en forma de vapor, el aceite líquido o en aerosol y contaminantes sólidos como el polvo.

Humedad del aire

La humedad del aire es uno de los principales problemas que se presenta a la hora de comprimir el aire, puesto que este, se toma directamente de la atmósfera. Además de ello debido al proceso de compresión al aumentarse la presión del aire a su vez se genera un aumento de temperatura que desemboca en una mayor cantidad de vapor de agua.

Aceite en el aire

La presencia de aceite en el aire depende de muchos factores desde el tipo de compresor hasta la edad del mismo. Actualmente en el mercado se encuentran tanto compresores que requieren aceite lubricante para su funcionamiento como aquellos libres de aceite, estos últimos suelen ser más costosos debido a su alto grado tecnológico. “En los compresores lubricados el aceite está involucrado en el proceso de compresión y también se encuentra incluido (total o parcial) en el aire comprimido. Sin embargo en compresores modernos de pistón o tornillo la cantidad de aceite es muy limitada.” (Atlas Copco, 2010)

Partículas sólidas en el aire

Controlar adecuadamente la cantidad de partículas sólidas presentes en el aire es de suma importancia pues una excesiva cantidad de estas puede dañar los equipos y con el tiempo saturar las entradas de los mismos. “En un $1m^3$ de aire atmosférico contiene hasta 180 millones de partículas de suciedad, estos con un tamaño de entre 0,01 y 100 μm .” (Boge)

El mal control de los factores mencionados anteriormente puede traer graves consecuencias a la red así como a los equipos conectados a la misma. Dentro de los principales inconvenientes que se puede derivar se encuentran:

- Corrosión de las tuberías metálicas.
- Entorpecimiento en los accionamientos neumáticos.
- Errores de medición en equipos de control.
- Obstrucción de boquillas en chorros de arena.
- Pintado defectuoso de superficies debido a la proyección de gotitas de aceite y agua.
- Degradación del poder lubricante de los aceites de engrase.
- Oxidación de los órganos internos en los equipos receptores.

- Bajo rendimiento de toda la instalación. (Royo, 1977)

Por ello es que existen elementos filtrantes y de secado que permiten establecer una calidad de aire adecuada, en el caso de la cantidad de agua o humedad presente en el aire “antes de ser distribuido a la red, debe haberse secado hasta un punto de rocío que sea inferior a la temperatura del aire ambiente donde se utiliza.” (Royo, 1977) Actualmente en el mercado existen diferentes métodos de secado dentro de ellos se encuentran:

- Post-enfriador
- Secador refrigerativo
- Secador por sobre compresión
- Secador por adsorción
- Secador por absorción
- Secadores de membrana

Post-enfriador

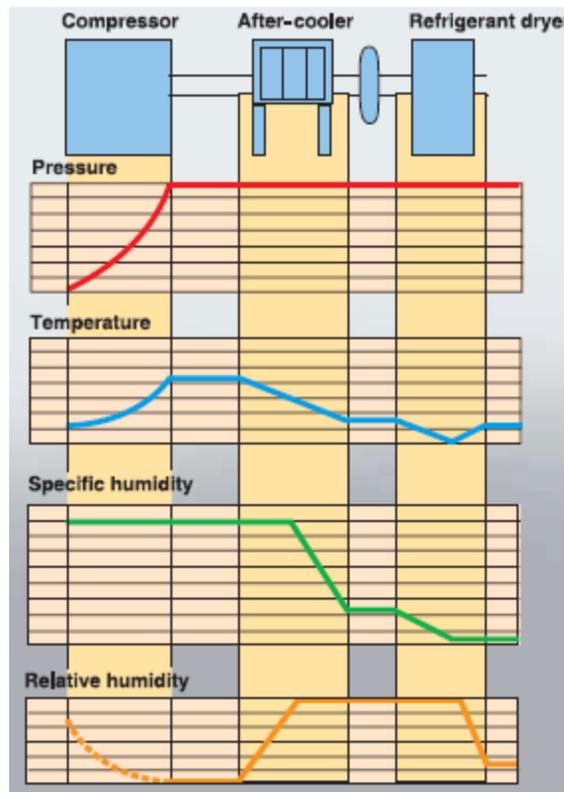
El post-enfriador es un elemento que realiza la función de un intercambiador de calor, reduciendo drásticamente la temperatura del aire y en consecuencia precipita el agua contenida en el mismo, que de otra manera, acabaría en la tubería del sistema. “Generalmente se encuentran equipados con un separador de agua con un drenaje automático y debe ser instalado cercano al compresor. Aproximadamente 80-90% del agua condensada es recolectada por el separador del post-enfriador.” (Atlas Copco, 2010)

Secador refrigerativo

La función de un secador refrigerativo básicamente es la de reducir la temperatura del aire, lo que facilita la separación del agua condensada. Estos son generalmente utilizados para puntos de rocío de entre +2°C a +10°C.

En la Figura 2.8 se pueden observar una serie de gráficos donde se muestra el comportamiento del aire luego de pasar por un sistema con una configuración de

un post-enfriador y un secador refrigerativo acoplados a la salida de un compresor. Como se puede observar tanto la temperatura como la humedad específica se ven reducidas drásticamente al pasar a través del sistema; sin embargo la presión, que es un parámetro importante que debe mantenerse, prácticamente no se ve afectada por los elementos lo que es una gran ventaja.



Fuente: (Atlas Copco, 2010)

Figura 2.8 Comportamiento de las diferentes variables al pasar por el secador y el post-enfriador de aire.

Secador por sobre-presión

Este tipo de secado es utilizado principalmente para bajos flujos de aire debido a que se requiere elevar la presión por encima de la de trabajo. Su funcionamiento básicamente consiste en elevar la presión muy por encima de la de trabajo con el fin de aumentar la concentración de vapor de agua y a su vez enfriarla para separar el condensado para finalmente reducir a la presión de trabajo.

Secador por absorción.

En este tipo de secador el vapor de agua se absorbe en un material ya sea líquido o sólido. “Cloruro de sodio y ácido sulfúrico son utilizados frecuentemente, por lo que la corrosión es un factor a tomar en cuenta.” (Atlas Copco, 2010)

Secador por adsorción.

El principio de funcionamiento radica en pasar el flujo de aire a través de un material higroscópico, generalmente gel de sílice o alúmina activada, con el fin de que la humedad quede atrapada.

Secador de membrana

Este tipo de secador cuenta con una membrana interna que alberga fibras que captan el vapor de agua, mientras el aire seco continúa su camino a través de la red. El elemento cuenta con purgas para la eliminación del agua recolectada.

Por otro lado la calidad del aire no depende únicamente de la eliminación de agua, por lo que se requieren elementos adicionales para captar el aceite y las partículas restantes en el aire que fluye por la red. Ahora bien la instalación de los filtros está en función de la calidad del aire por lo que a continuación se define este parámetro.

Calidad del aire

Está regulada por la norma ISO 8573 y se encuentra determinada por la cantidad de partículas sólidas, agua y aceite presente en el aire. Para especificar la calidad se realiza según el porcentaje admisible de cada uno de los factores antes mencionados con dígitos que van desde 0 al 9, según la Figura 2.9 y su nomenclatura es la siguiente: Clase X.X.X donde el primer dígito es el número total de partículas admisibles en $1m^3$, el segundo dígito representa el punto de rocío de

presión y la cantidad de agua permitida por $1m^3$ y el ultimo digito representa la cantidad de aceite permitido en $1m^3$.

ISO8573-1:2010 CLASS	Partículas sólidas			Concentración de masa mg/ m ³	Agua		Aceite
	Número máximo de partículas por m ³				Punto de rocío de presión de vapor	Líquido g/m ³	Aceite total (líquido, aerosol y vapor)
	0.1 – 0.5 µm	0.5 – 1 µm	1 – 5 µm				mg/ m ³
0	Según especifica el usuario o el proveedor del equipo y más estricto que la Clase 1						
1	≤ 20,000	≤ 400	≤ 10	-	≤ - 70°C	-	0.01
2	≤ 400,000	≤ 6,000	≤ 100	-	≤ - 40°C	-	0.1
3	-	≤ 90,000	≤ 1,000	-	≤ - 20°C	-	1
4	-	-	≤ 10,000	-	≤ +3°C	-	5
5	-	-	≤ 100,000	-	≤ +7°C	-	-
6	-	-	-	≤ 5	≤ +10°C	-	-
7	-	-	-	5-10	-	≤ 0.5	-
8	-	-	-	-	-	0.5 - 5	-
9	-	-	-	-	-	5 - 10	-
X	-	-	-	> 10	-	> 10	> 10

Fuente: (Parker-Transair, 2011)

Figura 2.9 Parámetros de calidad del aire según la norma ISO 8573

Para lograr las calidades de aire antes mencionadas es necesario recurrir al uso de filtros adicionales acoplados a la red como los que se mencionan a continuación

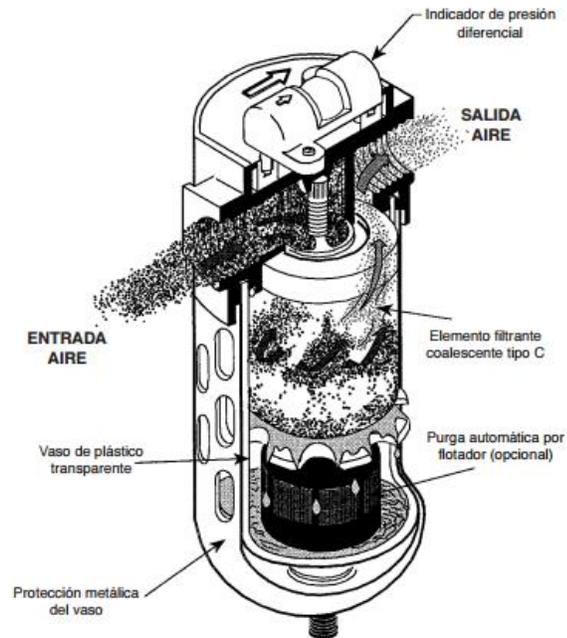
Filtro separador de líquidos

Es utilizado para captar grandes cantidades de aceite, agua y sólidos de más de 15µm. Su principio de funcionamiento radica en hacer “circular el aire a través de un lecho de micro-fibra de vidrio o malla de acero inoxidable (para grandes caudales) que cambia constantemente la dirección del flujo y obliga a las pequeñas gotas a agruparse y caer por gravedad al fondo de la carcasa” (Distritec, 2016)

Filtros sub-micrónicos o coalescentes

Este tipo de filtros se utiliza principalmente en aquellas aplicaciones donde se requiere un alto grado de pureza del aire. “Los filtros sub-micrónicos están específicamente diseñados para la separación de partículas sólidas, agua y

aerosoles de aceite por debajo de 0,01 micras. El máximo remanente en el aire saliente del filtro es por debajo de 0,01 ppm a 21°C y una presión de 7 bar.” (Wilkerson Corporation, 1999)

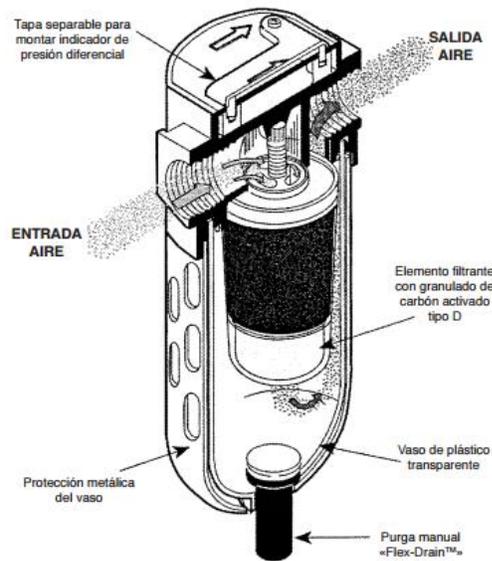


Fuente: (Wilkerson Corporation, 1999)

Figura 2.10 Vista interna de un filtro sub-micrónico

Filtros sub-micrónicos con carbón activado

Luego de pasar por un filtro coalescente el aire aún puede contener olores y pequeñas partículas de aceite las cuales para una industria con muy altas exigencias no pueden permitirse. Por ello se instala adicionalmente un filtro sub-micrónico con carbón activado. “El aire comprimido proporcionado por este tipo de filtros es extremadamente limpio y el contenido de aceite restante es inferior a 0,003 ppm a 20°C y 7 bar de presión” (Wilkerson Corporation, 1999). Cabe destacar que su correcto funcionamiento depende de contar con un aire libre de humedad.



Fuente: (Wilkerson Corporation, 1999).

Figura 2.11 Vista interna de un filtro sub-micrónico con carbón activado

Depósito de aire.

El depósito de aire es una parte fundamental de toda red de aire comprimido y siempre se debe contar con al menos uno de ellos. Su instalación puede variar sin embargo lo más recomendable es ubicarlo lo más cercano al punto de mayor consumo o a los compresores. El contar con un depósito de aire genera grandes beneficios a la red. Dentro de los principales se encuentran los siguientes:

- Equilibrar las pulsaciones de aire procedentes del compresor.
- Acumular aire comprimido.
- Actuar de distanciador de los periodos de regulación: carga-vacío o carga-parada.
- Refrigerar el aire; recoger el aceite y el agua condensada. (Royo, 1977)

Para dimensionar adecuadamente el tanque receptor es necesario conocer el consumo total de la red así como el flujo máximo otorgado por los compresores. Sin embargo algunas veces no basta con instalar un único receptor de aire, puesto que

en aquellos casos donde se cuente con equipos que requieran un gran caudal de aire comprimido repentinamente es recomendable instalar un receptor de aire adicional exclusivo para este punto de consumo.

Existen una serie de recomendaciones para la correcta instalación de los almacenadores de aire, que se detallan a continuación:

- Conectar la entrada de aire comprimido en la parte inferior y la salida en la parte superior.
- Instalar un manómetro en perfectas condiciones.
- Instalar una válvula de seguridad calibrada para la presión del sistema y el flujo total.
- Instalar un dren de condensados confiable en el punto más bajo.
- Instalar válvulas de aislamiento en los puertos de entrada y de salida de aire comprimido.
- Instalar en un área ventilada para asegurar la eficiencia en la separación de humedad. (Kaeser Compressors, 2015)

Instalación de aire comprimido

Sin duda alguna el correcto diseño de la tubería es una parte fundamental en una red de aire comprimido, puesto que el adecuado dimensionamiento de esta me asegura el adecuado trasiego del aire, evitar las fugas y pérdidas de presión.

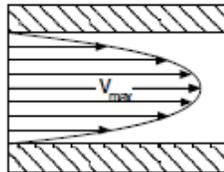
Ahora bien las pérdidas por presión están directamente relacionadas al diámetro de la tubería, la cantidad de accesorios conectados a la red (codos, válvulas, filtros, purgas, entre otros) y la velocidad del aire. Por ello es que en la medida de lo posible la tubería debe ser recta con el fin de evitar pérdidas de presión por accesorios, además de ello, otro punto importante que debe evitarse son los cambios bruscos de diámetro por las grandes pérdidas que causa. La causa del Δp

es producto de la fricción interna al entrar en contacto las moléculas del aire con las paredes de la tubería.

Otro factor además de la fricción interna que afecta la pérdida de presión es el tipo de flujo, ya sea laminar o turbulento.

Flujo laminar

Este tipo de flujo se caracteriza por presentar un movimiento ordenado de las partículas del aire a través de la tubería lo que reduce la interferencia y por ende la pérdida de presión. “Este tipo de flujo tiene dos propiedades principales una baja transición térmica y baja pérdida de presión.” (Boge)

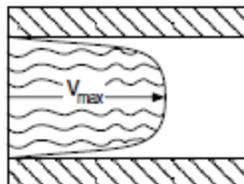


Fuente (Boge)

Figura 2.12 Distribución de un fluido con flujo laminar dentro de una tubería.

Flujo turbulento

El flujo turbulento a diferencia del laminar presenta un movimiento desordenado donde las partículas del aire se encuentran en constante cambio de dirección. Por ello es que este tipo de flujo es indeseado ya que tiene características que lo hacen perjudicial “presenta alta transición térmica y una alta pérdida de presión.” (Boge)



Fuente (Boge)

Figura 2.13 Distribución de un fluido con flujo turbulento dentro de una tubería.

Numero de Reynolds (Re)

El número de Reynolds es un factor adimensional, y permite determinar el tipo de flujo con el que se cuenta (laminar o turbulento). “Este factor se ve afectado por:

- La viscosidad cinemática del aire comprimido.
- La velocidad media del aire comprimido.
- El diámetro interno de la tubería.” (Boge)

Su fórmula está dada por:

$$Re = \frac{\rho v_s D}{\mu}$$

Ecuación 2.1 Numero de Reynolds

Donde:

ρ : Densidad del fluido.

v_s : Velocidad característica del fluido.

D: diámetro de la tubería.

μ : Viscosidad dinámica del fluido.

Si el valor anterior es menor a 2100 se considera que es un flujo laminar, mientras que para valores superiores a 4000 se considera flujo turbulento

Todo lo anterior es vital tomarlo en cuenta a la hora de realizar el diseño de la tubería además de esto se debe tomar en cuenta:

Caída de presión

Como se explicó anteriormente existen distintos factores que afectan este factor. Sin embargo “se admite una caída de presión entre el compresor y el útil no superior a un 2% de la presión efectiva del compresor” (Royo, 1977). Su valor puede ser estimado mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \frac{\beta \times Q_d^2 \times 15,2 \times L}{T \times D^5 \times P}$$

Ecuación 2.2 Caída de presión en la tubería

Donde:

Δp : caída de presión (bar)

L : Longitud equivalente (m)

Q_d : Caudal de diseño (l/min)

β : Índice de resistividad

D : Diámetro interno de la tubería (mm)

T : Temperatura del aire (K)

P : Presión absoluta (bar)

Para estimar el índice de resistividad este viene expresado en la siguiente tabla, para ello es necesario conocer el flujo de aire en kg/h.

Tabla 2.2. Índice de resistividad

Flujo	Índice	Flujo	Índice	Flujo	Índice
5	2,14	110	1,43	350	1,21
10	2,03	120	1,41	400	1,18
15	1,92	130	1,40	500	1,15
20	1,85	140	1,38	600	1,12
25	1,78	150	1,36	700	1,09
30	1,74	160	1,35	800	1,07
35	1,70	170	1,34	900	1,05
40	1,66	180	1,33	1000	1,03
45	1,64	190	1,32	2000	0,94
50	1,61	200	1,31	3000	0,86
55	1,59	210	1,30	4000	0,84
60	1,56	220	1,29	5000	0,82
65	1,54	230	1,28	6000	0,80
70	1,53	240	1,27	7000	0,78
75	1,51	250	1,26	8000	0,76
80	1,50	260	1,25	9000	0,74
85	1,49	270	1,25	10000	0,73
90	1,48	280	1,24	15000	0,69
95	1,46	290	1,24	20000	0,67
100	1,45	300	1,23	25000	0,64

Fuente: (Garro Zavaleta, 2016)

En cuanto a la longitud equivalente, está dada por la suma de cada uno de los tramos de tubería recta; sin embargo los accesorios añaden pérdidas significativas en la caída de presión por lo que existe una equivalencia en longitud imaginaria que añade cada uno de ellos. Existen tablas que muestran a cuantos metros de tubería recta equivale la pérdida aportada por los accesorios dichos valores se tabulan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Longitud equivalente en metros por accesorios.

Accesorio para tubería	Diámetro interior de tubería (in)						
	1	1 1/2	2	3	4	5	6
Válvula de diafragma	1,5	2	3	4,5	6	8	10
Válvula de compuerta	0,3	0,5	0,7	1	1,5	2	2,5
Curvas de 90°	0,3	0,5	0,6	1	1,5	2	2,5
Curvas de 45°	0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1	1,5
Codos redondos	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Codos en enlace	1	2	2,5	4	6	7,5	10
Tes	2	3	4	7	10	15	20
Manguitos de reducción	0,5	0,7	1	2	2,5	3,5	4

Fuente: (Royo, 1977)

Con respecto al diámetro interno de la tubería cabe recalcar que es distinto al diámetro nominal por lo que los valores se encuentran tabulados en la Figura 2.14.

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
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	160	-	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88,9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114,3	0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	2800	197	2800	197
0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	2800	197	2800	197				
5	125	5.563	141,3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
6	150	6.625	168,3	0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	2430	171	2800	197
				0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197				

Fuente <http://www.vemacero.com/Tablas/A53MP.pdf>

Figura 2.14 Diámetros de tubería de hierro galvanizado

Existen distintas maneras de poder reducir la caída de presión en aquellos sistemas donde el mismo quede por encima del valor permitido. Dentro de los métodos de reducción de Δp se encuentran:

- “Reducir la distancia que debe ser transportado el aire.
- Reducir la fricción a través de las líneas, incrementando el tamaño de las tuberías y eliminando codos innecesarios.
- Reducir el caudal de aire a través del sistema.
- Seleccionar tubería lisa.
- Eliminar las fugas.” (Kaeser Compressor, 2007)

Factor de fugas

Como se estudiara más adelante las fugas pese a que son indeseadas es inevitable contar con ellas, ya sea por defectos en las conexiones o antigüedad de la red. Es por ello que en el diseño inicial se debe considerar un factor de fugas que “en redes de tuberías pequeñas debe rondar el 10% (...) cuando la red de aire presenta grandes longitudes o se instala provisionalmente, las pérdidas de aire pueden oscilar entre el 10 y el 15%.” (Royo, 1977)

El coeficiente de utilización

Este coeficiente debe tomarse en cuenta a la hora del diseño puesto que toma en cuenta el tiempo real de operación de la máquina, es decir resta el consumo específico en el tiempo donde el aparato no se encuentra funcionando. Por lo que el consumo de cada herramienta debe ser reducido un porcentaje dependiendo de dicho factor. En la Tabla 2.4 se encuentran algunos ejemplos referentes a los coeficientes de utilización.

Tabla 2.4 Coeficientes de utilización para algunas herramientas.

Unidad consumidora	Duración de conexión
Taladradora	30%
Lijadora	40%
Martillo cincelador	30%
Mortero	15%
Moldeadora	20%
Pistola neumática	10%
Máquina para alimentar piezas	80%

Fuente (Garro Zavaleta, 2016)

Coeficiente de simultaneidad

El coeficiente de simultaneidad esta dado para un grupo de equipos, puesto que generalmente es poco probable que todos los equipos estén trabajando al mismo tiempo, por lo tanto el consumo real se ve reducido por dicho factor. Este está dado para varios equipos de la misma naturaleza que trabajen a una misma presión. En la Tabla 2.5 se puede observar los factores de simultaneidad recomendados.

Tabla 2.5 Factores de simultaneidad según cantidad de unidades consumidoras.

Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
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	0,2

Fuente: (Garro Zavaleta, 2016)

Factor de ampliaciones

Además de los factores antes mencionados, puede existir un factor de ampliaciones. Sin embargo este no ha de considerarse siempre, puesto que se toma en cuenta únicamente en aquellos casos donde se tiene plena certeza que a corto plazo, en la planta, ocurrirá un incremento en la demanda de aire. Se dice que se "considera hasta un máximo de 20%-25% por ampliaciones." (Royo, 1977)

La tubería puede dividirse en diferentes tramos y cada uno de ellos cuenta con una velocidad característica la cual no debe superarse. Estos tramos son los siguientes:

Tubería principal

Esta comprende toda la tubería desde los compresores o el depósito, según sea el caso, y es la que trasiega la totalidad de aire de la planta. La velocidad en este tramo no debe superar los 8 m/s.

Tubería secundaria

Esta acoplada a la tubería principal y es la encargada de distribuir el aire a cada uno de los puestos de trabajo. La velocidad no debe superar los 10 m/s.

Tubería de servicio

La tubería de servicio es también denominada bajantes y esta acoplada a la tubería secundaria. La velocidad permitida en dicho tramo es de hasta los 15 m/s.

Tubería de inter-conexión

Es la encargada de conectarse a los equipos, es decir termina en un punto muerto. La velocidad permitida es de entre 20 y 30 m/s.

Conociendo cada una de las velocidades según el tramo a diseñar se puede determinar el diámetro requerido por la tubería según la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{Q_d \times 100}{4,71 \times P \times V}}$$

Ecuación 2.3 Diámetro mínimo requerido de la tubería

Donde

D : Diámetro (mm)

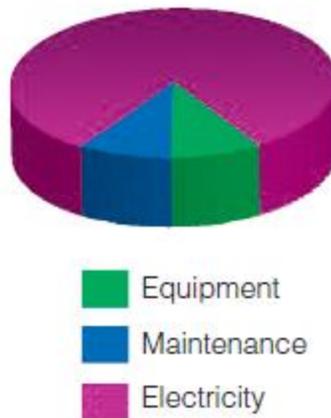
Q_d : Caudal de diseño (l/min)

P : Presión (bar)

V : Velocidad (m/s)

Ahorro de energía en aire comprimido

En sistemas de aire comprimido el mayor costo está representado por el gasto energético como se puede observar en la Figura 2.15 y no así la inversión inicial o el costo por mantenimiento. Por lo que existen una serie de acciones que pueden incurrir en una reducción significativa del consumo eléctrico.



Fuente: (Sullair, 2014)

Figura 2.15 Factores que afectan el costo de aire comprimido.

Dentro de las oportunidades de ahorro energético se encuentran las siguientes:

Presión de trabajo

La presión de trabajo afecta directamente el consumo energético, puesto que con el fin de alcanzar altas presiones el compresor requiere de una mayor cantidad de energía “en promedio para levantar 1 bar de presión se requiere 8% más de energía eléctrica” (Atlas Copco, 2010). Por ello es que aumentar la presión del sistema con el fin de disminuir la caída de presión no siempre resulta económico ni ser la mejor solución. Elevar la presión para disminuir las pérdidas es un método muy utilizado en aquellos casos donde se da un sub-dimensionamiento de la tubería, por ello es que es de suma importancia realizar un diseño adecuado.

Reducción de fugas de aire en la red

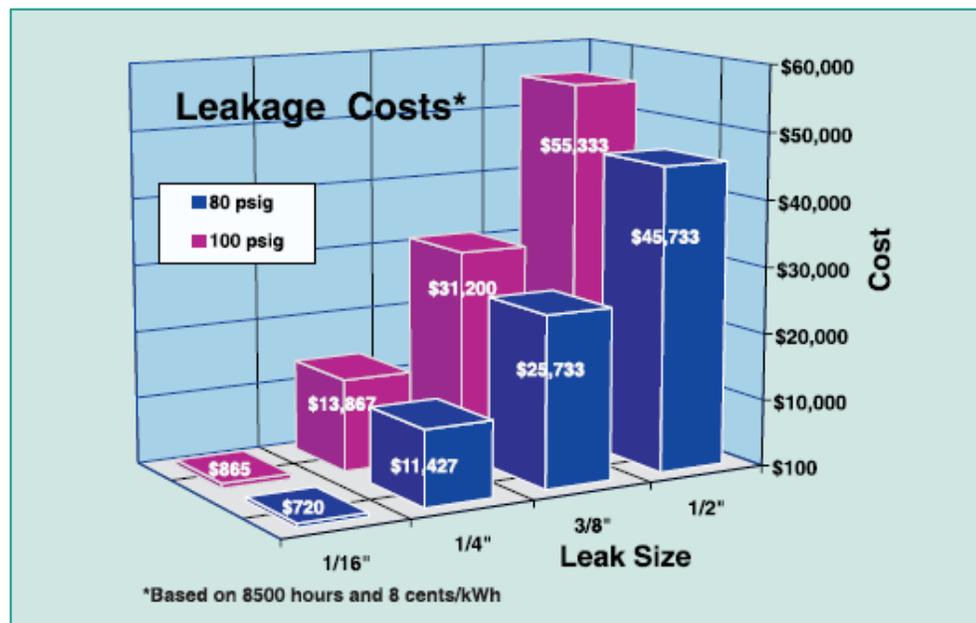
Las fugas generalmente acaparan de un 10-15% de la producción de aire comprimido por lo que su control es vital en la disminución de costos por consumo eléctrico. Se conoce que las fugas son proporcionales a la presión del aire. Por lo que en este caso existen varias soluciones para disminuir los costos por fugas; la primera y más evidente es realizar un recorrido en busca de estas, con el fin de repararlas ya que como se puede observar en la Figura 2.16 pese a que sean fugas de un tamaño reducido representan un consumo importante para el compresor.

Hole diameter		Output flow at 7 bar working pressure	Power requirement for the compressor
Size	mm	l/s	kW
	1	1.2	0.4
	3	11.1	4.0
	5	31	10.8
	10	124	43

Fuente (Atlas Copco, 2010)

Figura 2.16 Consumo de las fugas de aire según su tamaño.

Por otro lado una solución factible, en caso de tener un acceso limitado a la red para realizar inspecciones de fugas, es disminuir la presión del compresor, lo anterior siempre y cuando el proceso de la planta no se vea afectado. “Reducir la presión tan solo 0,3 bar reduce la fuga un 4%. Si las fugas en una instalación de $100\text{ m}^3/\text{min}$ son de un 12% y la presión se ve reducida 0,3 bar, lo anterior representa un ahorro de aproximadamente 3 kW” (Atlas Copco, 2010). En la Figura 2.17 se puede observar la estimación del costo por fugas de distintos tamaños a dos presiones diferentes y cómo es posible notar una mayor presión de trabajo representa un mayor costo.



Fuente: (Kaeser Compressor, 2007)

Figura 2.17 Costo aproximado anual por fugas,

Capítulo 3 : Evaluación de la condición actual de la red

Una etapa importante del proyecto es evaluar la condición actual que presenta la red. La instalación cuenta con una tubería de hierro galvanizado con una antigüedad de aproximadamente 27 años, teóricamente se estipula que el hierro galvanizado tiene una vida útil de aproximadamente 15 años a partir de los cuales la corrosión y las distintas variables que la afectan comienzan a deteriorar drásticamente la instalación. Sin embargo al realizar una inspección de la tubería se puede observar que, externamente se encuentra en buen estado y no presenta corrosión, gracias a que se le da el adecuado mantenimiento de pintura para reducir el proceso de oxidación; pese a ello internamente la situación podría ser diferente, pero existe la limitante que no se cuenta con el equipo necesario para determinarlo.

Por otro lado existe la necesidad de realizar algunas pruebas e inspecciones con el fin de determinar si se encuentra dimensionada adecuadamente como lo es la medición de caída de presión, puesto que esta debe ser menor al 4%. Por otro lado adicionalmente se ubicaran las fugas presentes, lo anterior mediante la utilización de agua con jabón para aumentar la visibilidad de las mismas.

Detección de fugas

La detección de fugas es sumamente importante puesto que como se pudo observar en la Figura 2.17 estas representan un monto importante de dinero anualmente. En este caso se encontraron gran cantidad de fugas en la red, las cuales se procedió a marcar y gestionar las órdenes de trabajo correspondientes para su posterior eliminación. Por otro lado en el cuarto de compresores los filtros de aire contaban con purgas manuales, las cuales era necesario que un operario abriera regularmente para eliminar el condensado, por ello se mantenían abiertas con el fin de evitar la acumulación de agua; lo que genera que se tomaran como fugas de aire.

En el caso de las purgas manuales, como se explica más adelante en el apartado de OCE's, se corrigieron adecuadamente.

Para determinar el porcentaje de fugas se utilizaron dos métodos el primero fue determinar los tiempos de carga y descarga del compresor un día domingo en que la planta se encontraba completamente parada, por lo que la totalidad del consumo era referente a fugas, posteriormente mediante la utilización de la siguiente formula se determinó el % de fugas presentes en la red:

$$\% \text{ Fugas} = \frac{(T \times 100)}{(T + t)}$$

Ecuación 3.1 Porcentaje de fugas en la red

Donde

T = Tiempo de carga (s)

t = Tiempo de descarga (s) (Richmond, 1999)

En este caso en la Tabla 3.1 se muestran los resultados de tiempo de carga y descarga tomados:

Tabla 3.1 Tiempos de Carga y descarga del compresor de 100 hp

	Tiempo de Carga (s)	Tiempo de descarga (s)
	12,85	28,95
	13,95	29,73
	14,15	29,06
	13,75	29,43
	13,73	29,12
Promedio	13,69	29,26

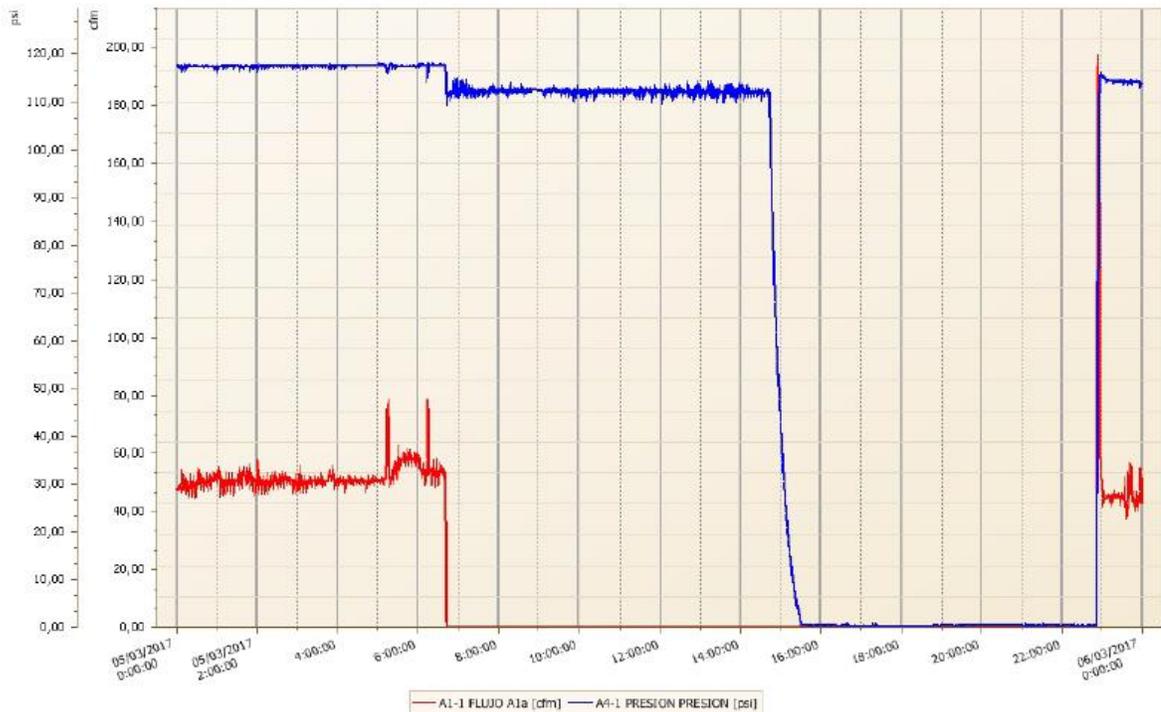
Fuente: Elaboración propia (2017)

Al sustituir los valores en la formula anterior se obtiene:

$$\% Fugas = \frac{(13,69 \times 100)}{(13,69 + 29,26)}$$

$$\% Fugas = 31,87\%$$

Además del método anterior, por medio de la empresa ENESA, se realizó un estudio de aire comprimido. En el cual se tomaron valores de consumo y presión en la salida del compresor. Dicho equipo tomo los datos de más de una semana de operación, cabe recalcar que durante los domingos la planta no trabaja por lo que durante este día solo se tomó durante algunos periodos. Al realizar mediciones durante el día domingo es posible estimar el consumo de aire comprimido de la empresa por fugas en la línea, puesto que al no encontrarse trabajando los equipos, el compresor únicamente supe las fugas. Como se puede observar en la Figura 3.1 el consumo ronda los 55 scfm en promedio o lo que es equivalente a 66,3 acfm o $1,88 \text{ m}^3/\text{min}$. Lo anterior representa un 23,9% de fugas en el sistema.



Fuente: ENESA (2017)

Figura 3.1 Consumo de aire producto de fugas para la empresa

Cabe destacar que dicho consumo equivale únicamente a fugas en la línea puesto que los equipos se encontraban apagados, lo que quiere decir que el consumo real podría ser mayor producto de las fugas propias del proceso.

Sin embargo es posible determinar el costo referente a las fugas en la línea. Para determinarlas se toma en cuenta que el compresor trabaja 24 horas durante 6 días a la semana, mientras que el domingo permanece apagado generalmente de las 7 am a las 11 pm, como se puede observar en la Figura 3.1 y consultando a los técnicos dicho panorama se mantiene siempre, por lo que durante la semana solo se permanece en reposos durante 16 horas. Para determinar las horas de operación anuales del compresor se realiza de la siguiente manera:

$$[(24h \times 7días) - 16h] = 152 h/semana$$

$$152 h/semana \times 52 semanas = 7904 h$$

El resultado indica que el compresor permanece en operación durante 7904 horas anualmente, ahora bien para determinar el costo real de aire comprimido se determina el costo en kW de producir un cfm, "para un compresor típico, asumiendo una eficiencia del 90%, se producen 4 cfm por cada hp por lo tanto:

$$1 cfm = 0,25 hp = \frac{0,25 hp}{0,90} \times \frac{0,746 kW}{hp} = 0,207 kW$$

$$1 cfm = 0,207 kW"$$

(SCE&G, s.f.)

Si se realiza la conversión a unidades del SI lo anterior es equivalente a:

$$1 m^3/min = 7,3 kW$$

Una vez obtenidos los datos anteriores es posible determinar el costo anual por fugas de aire comprimido. Para ello se toma el promedio medido en el estudio que indica que se pierden aproximadamente $1,88 m^3/min$, por otro lado se toma el costo del kWh para la empresa que equivale a ₡ 62,12 y se aplica la siguiente fórmula:

$$Costo_{anual por fugas} = 1,88 \frac{m^3}{min} \times 7,3 \frac{kW}{cfm} \times 62,12 \frac{₡}{kWh} \times 7904 h = ₡6 738 445$$

$$Costo_{anual por fugas} = ₡6 738 435 \cong \$11 958$$

Como se puede observar el costo anual por fugas en las líneas representa un monto bastante alto en la facturación y una adecuada detección y arreglo reduciría en gran medida el costo de aire comprimido.

Debido a lo anterior se propuso determinar las fugas de mayor importancia, para ello se realizó un recorrido por la planta un día domingo, ya que la planta se

encontraba fuera de operación lo que facilitaba la audición de las fugas. En este caso se hizo un levantamiento de las fugas y se procedió a marcarlas en un plano, posterior a ello se les indico a los técnicos la ubicación de las mismas para su posterior arreglo el domingo siguiente.

Caída de presión

Por otro lado determinar la caída de presión real del sistema es de suma importancia, pues un valor elevado quiere decir que la instalación se encuentra mal diseñada, lo que a su vez se traduce en pérdidas producto de un alta caída de presión. En este caso para determinar la caída de presión real del sistema se realizó el siguiente procedimiento:

1. Instalación de un manómetro en la línea principal de aire comprimido lo más cercano al compresor (en este caso ya se contaba con un manómetro instalado).
2. Determinar los puntos más alejados donde se requiere determinar la caída de presión, en este caso se eligieron tres.
3. Instalación de un manómetro en los puntos elegidos para determinar la presión del lugar.
4. Poner a trabajar el compresor a su capacidad nominal.
5. Realizar la lectura de presión en el manómetro cercano al compresor y a su vez en el punto más alejado
6. Realizar la siguiente operación:

$$\%Caída\ de\ presión = \frac{P_{salida\ compresor} - P_{punto\ mas\ alejado}}{P_{salida\ compresor}} \times 100$$

Ecuación 3.2 Porcentaje de caída de presión en la red

El resultado arrojado por la medición anterior debe ser menor a 4%. En la

Tabla 3.2 se muestran los resultados obtenidos en las mediciones.

Tabla 3.2 Caída de presión en el punto más alejado del sistema.

Punto de medición	Presión salida del compresor (bar)	Presión punto de medición (bar)	% Caída de Presión
Desionizadores	8,3	7,6	8,33

Fuente: Elaboración propia (2017)

Como se puede observar el porcentaje de caída de presión se encuentra muy por encima de 4% que se toma como la máxima admisible para este caso. Lo anterior puede ser producto de un mal dimensionamiento de la tubería y de un exceso de accesorios; por ello en la propuesta de rediseño se procura mantener el 4% como valor máximo.

Evaluación general de la red

Existe la necesidad de conocer a grandes rasgos el estado general de la red, es por ello que se decidió realizar una revisión del estado actual de los filtros de línea del cuarto de compresores. En este caso existen tres filtros una a la salida de cada uno de los dos compresores y otro a la salida del secador. En lo que respecta al filtro ubicado a la salida del compresor de 37,3 kW se encontraba en perfecto estado, mientras que el correspondiente al compresor de 74,6 kW se encontraba un poco saturado de partículas y suciedad en general, por lo que se procedió a realizarle una limpieza, lo anterior se puede evidenciar en la Figura 3.2.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 3.2 Limpieza de filtro de línea a la salida del compresor de 100 hp.

Por otro lado en cuanto al filtro ubicado a la salida del secador se encontraba completamente dañado por lo que en este caso es imposible realizarle una limpieza, es por ello que se procedió a contactar al distribuidor Font con el fin de gestionar la compra del mismo. Como se puede observar en la Figura 3.3 se encuentra completamente deteriorado. Realizando una investigación en los registros de bodega se pudo constatar que nunca se había realizado el cambio de este componente, de ahí, que se encontrara tan dañado.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 3.3 Estado actual del filtro de línea del secador.

Finalmente se procedió a realizar una revisión de algunos puntos que cumplen una función de recolectar el condensado en la tubería principal, en las que se cuenta con llaves para purgar y se evidenció que existe una gran cantidad de agua en la red, como es posible notar en la Figura 3.4. Lo anterior es consecuencia de un daño en el secador ya que ocurrió una fuga de refrigerante en el mismo, provocando así su daño por completo. Este daño genera un trasiego excesivo de agua en la red pues no existe ningún elemento que se encuentre secando actualmente el aire, sin embargo ya se encuentra una gestión para compra de un nuevo equipo.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 3.4 Agua presente dentro de la tubería de aire de la empresa.

Capítulo 4 : Rediseño de la red de aire comprimido

Extralum cuenta con una extensa red de aire comprimido puesto que tiene una longitud de aproximadamente 1200 metros de tubería. Es por ello que realizar un correcto rediseño de la misma es de suma importancia.

Inventario de equipo conectado a la red

Primeramente es importante realizar un inventario del equipo instalado actualmente. Este puede ser determinado de varias maneras, una de ellas es consultando en la base de datos, o en el caso de la empresa Extralum que no se cuenta con un inventario de equipos que utilizan aire comprimido, se requiere recorrer la red y realizar un listado de las salidas existentes.

Una vez determinados los equipos consumidores se consultó en la aplicación TRICOM, que es la aplicación que utiliza el departamento de mantenimiento para llevar un registro de los equipos, el nombre utilizado por la empresa, la sección, el área y el código al que pertenecen. En las siguientes tablas se listan los cada uno de los equipos según la sección.

Tabla 4.1 Equipos conectados a la red sección de Extrusión

Área	Equipo	Código
Scrap	Sierra de scrap	SCRA-01
Scrap	Compactadora de Scrap	SCRA-02
Scrap	Sopladora	SCRA-02
Hornos	Horno de barras	HORN-01
Hornos	Horno de dados	HORN-02
Hornos	Horno de bolsters	HORN-03
Mesa rodillos	Pistones levantamiento de la mesa pulmón	MERO-05
Mesa rodillos	Soplador cuchillo	MERO-06
Sierra	Colector de viruta	SIER-02-020
Sierra	Sistema de Lubricación 6000B	SIER-02-011
Sierra	Sierra final	SIER-02
Sierra	Tope motorizado	SIER-03
Manejo	Freno de emergencia puller	MANE-01
Manejo	Pistones neumáticos	MANE-10
Manejo	Stretcher	MANE-15
Prensa	Soplador de enfriamiento de la prensa	PREN-01
Prensa	Golpeador de culotes Bimba AB-50-700-CBHR	PREN-01
Prensa	Salidas de servicio prensa	PREN-01

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.2 Equipos conectados a la red sección de Extrusión

Área	Equipo	Código
Dados	Tanque de soda caustica	DADO-07
Dados	Sandblasting	DADO-08
Dados	Sopladora, contiguo a sandblasting	DADO-08
Dados	Sopladora dentro de taller de dados	DADO-08
Dados	Herramientas neumáticas	DADO-08

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.3 Equipos conectados a la red sección Maderas

Área	Equipo	Código
Madera	Embolsadora manual	MADE-02
Madera	Sopladora maderas	MADE-02
Madera	Horno	MADE-03
Madera	Telar 1	MADE-05
Madera	Telar 2	MADE-06

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.4 Equipos conectados a la red sección Maquinado

Área	Equipo	Código
Maquinado	Sierra Sam 400	MAQU-02
Maquinado	Sierra Sam 777	MAQU-01

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.5 Equipos conectados a la red sección Anodizado

Área	Equipo	Código
Gratado	Gratadora	GRAT-01
Anodizado	Sopladoras final extrusión	EAND-01
Anodizado	Pistola de impacto enracke	EAND-01
Anodizado	Sopladoras des-enracke	EAND-01
Anodizado	Salidas de servicio	EAND-01
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma P4	PTRA-06
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma P8	PTRA-06
Planta de Tratamiento	Filtro prensa	PTRA-01
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma de pila sedimentador T4	PTRA-03
Deionización	Desionizador	DESI-01

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.6 Equipos conectados a la red sección Pintura

Área	Equipo	Código
Pintura	Salidas de servicio	EPIN-01
Pintura	Sopladoras	EPIN-01
Deionización	Desionizador	DESI-01

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.7 Equipos conectados a la red sección edificio de Mantenimiento

Área	Equipo	Código
Taller de mantenimiento	Salidas de servicio	EMTO-01
Taller de soldadura	Sopladora	EMTO-02
Taller de soldadura	Salida de servicio	EMTO-02

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.8 Equipos conectados a la red sección Red General de Agua

Área	Equipo	Código
Equipo uso general	Tanque hidroneumático	RAGU-13
Equipo uso general	Salida servicio	RAGU-13

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.9 Equipos conectados a la red sección Bodega de Repuestos

Área	Equipo	Código
Bodega de repuestos	Salida servicio	EBRD-01

Fuente: Elaboración propia (2017)

Ahora bien es importante conocer el consumo de cada uno de los equipos, sin embargo en la base de datos de la empresa no se cuenta con dicha información. Es por ello que para conocerlos fue necesario la toma de datos de placa de aquellos equipos que cuentan con el consumo en ella, por otro lado existe el problema que la mayor parte no lo especifica, además de esto, gran parte del consumo de aire comprimido de la empresa es producto del soplado, al finalizar el proceso de extrusión y de anodizado; por lo que fue necesario la realización de un estudio de aire comprimido mediante la tercerización del mismo.

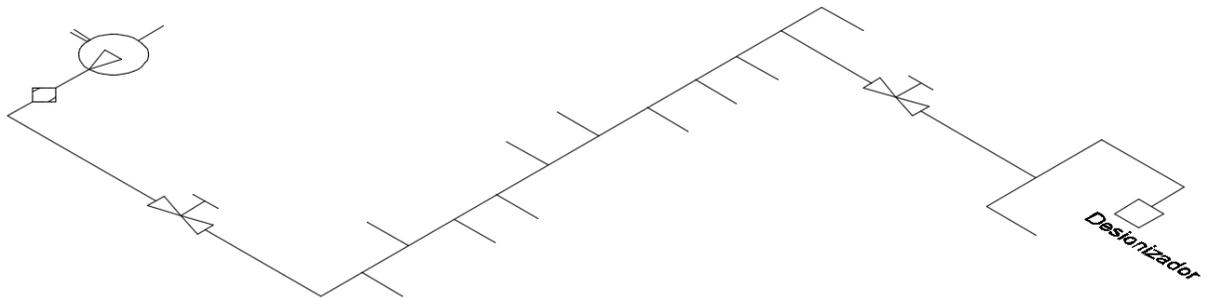
En este caso el estudio realizado determino el consumo y la presión real a la salida del compresor con el fin de poder dimensionar adecuadamente la línea principal, así como estimar el tamaño adecuado del compresor requerido. El medidor de flujo utilizado corresponde al modelo DS 400 del fabricante CS Instruments el cual utiliza un sensor modelo VA 500, Figura 4.1 Lo anterior debido a que uno de los objetivos del proyecto es conocer si se es capaz de tener como compresor principal el de 37,3 kW o uno de 74,6 kW, que es con lo que cuenta la empresa. Para el caso de los consumos de cada uno de los equipos se realizó la gestión de la compra de un flujo-metro modelo CDI 25-07S capaz de medir de 0 a $3,4 \text{ m}^3 / \text{min}$ y por otro lado se utilizó otro flujo-metro de la escuela de Electromecánica marca Cole Parmer capaz de medir de 0 a $5,7 \text{ m}^3 / \text{min}$. Para las mediciones de los equipos se decidió realizar la compra del equipo por motivo de costos, ya que resulto más factible realizar las mediciones de manera interna que tercerizar el proceso. Para el resto de las salidas a las que no se le realizó la medición se determinó su caudal por dato de placa y el horario de consumo por mediciones en el sitio.



Fuente: Elaboración propia (2017)

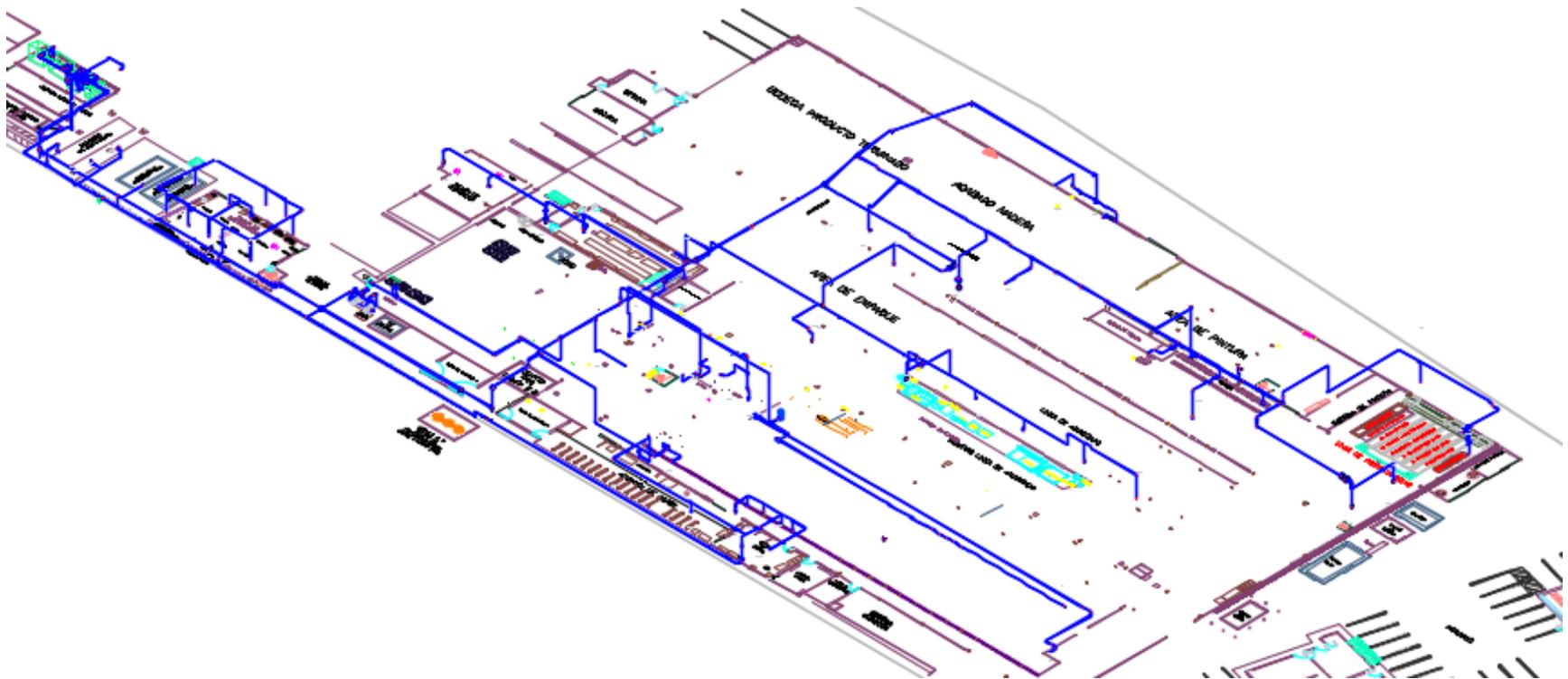
Figura 4.1 Medición del consumo de aire de la empresa

Por otro lado se realizó primeramente un levantamiento de la red actual, para ello se midieron distancias reales de cada tramo de la red para la posterior realización de los planos, a continuación se muestra un unifilar del sistema, señalando el equipo a mayor distancia.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.2 Unifilar de la red de aire comprimido de la empresa.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.3 Vista 3D de la red actual de aire comprimido

Consideraciones previas

En este caso el diseño se basa tomando en cuenta el equipo actual, en cuanto a compresores, puesto que la planta posee dos de ellos para la distribución de aire, en la Tabla 4.10 se muestran los datos técnicos.

Tabla 4.10 Datos de los compresores disponibles en la empresa.

Marca	Modelo	Potencia (kW)	Capacidad (m^3/min)
Sullair	50H	37,3	5,95
Sullair	VCC200	74,6	13,25

Fuente: Elaboración propia (2017)

Actualmente se tiene el compresor de 74,6 kW supliendo la planta el 100% del tiempo, sin embargo se busca determinar si el compresor de 37,3 kW puede suplir la planta durante algunos lapsos con el fin de reducir la facturación eléctrica.

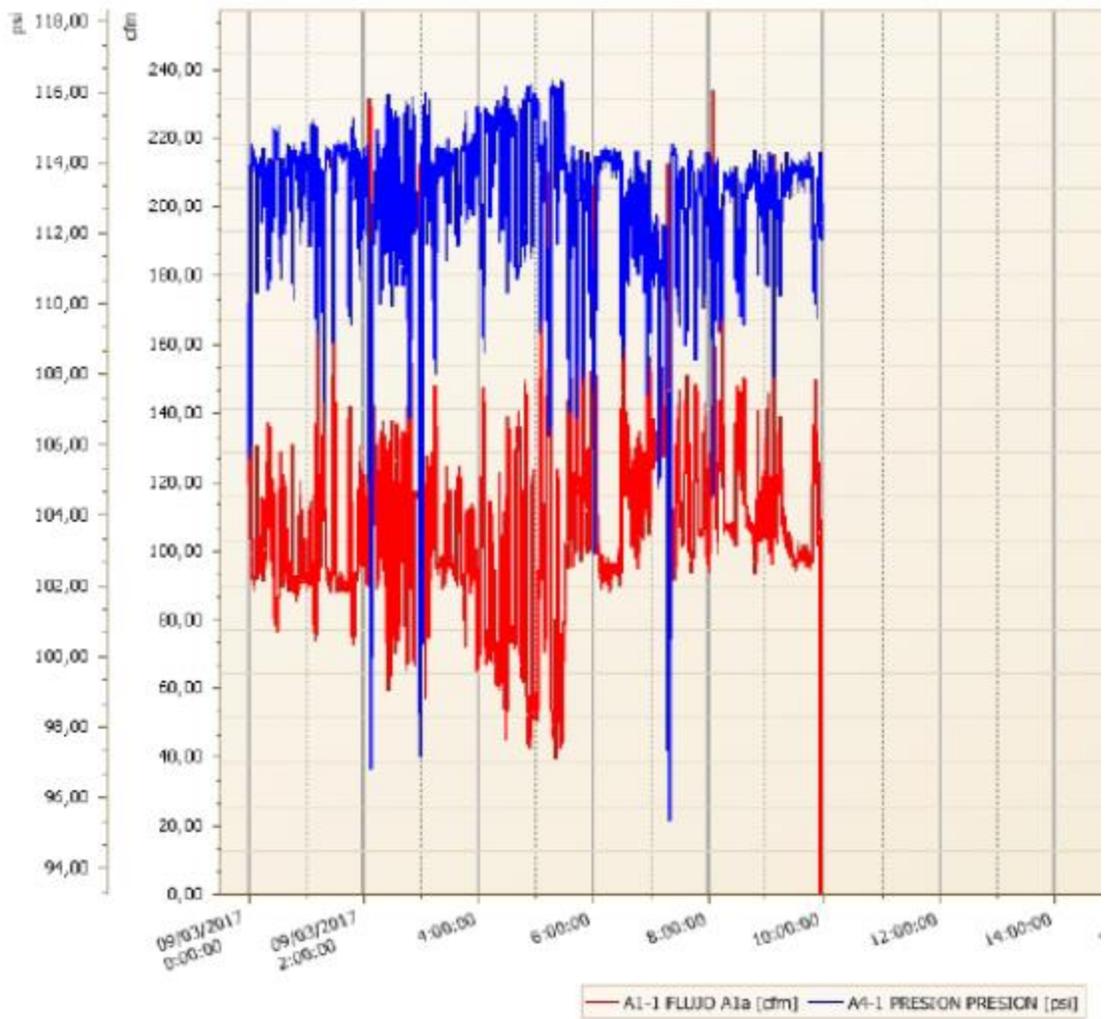
Por otro lado la red actual cuenta con una distribución ineficiente ya que existen tramos en los que se cuenta con una ruta excesivamente larga, que se puede reducir fácilmente redistribuyendo la red, maximizando así el sistema. Por otro lado la soportería no es la adecuada, ya que en su mayoría es hechiza por lo que se propone la utilización de soportes fabricados especialmente para dicha aplicación.

Diseño de la tubería principal

Para el diseño de la tubería principal se requiere conocer el Q_{max} , para ello se toma el dato del estudio realizado a la salida del compresor, el cual indica que el consumo máximo durante la semana de medición correspondió a cerca de $6,5 Nm^3/min$, Figura 4.4. Es importante recalcar que la unidad de medición corresponde a scfm por lo que es necesario realizar la conversión para determinar el consumo en el sitio a una base actual, acfm y en m^3/min que corresponde a la unidad del sistema internacional.

Para realizar la conversión a acfm se utiliza la aplicación Flow Rate del fabricante Quincy Compressor, la cual una vez realizada brinda un consumo de 277,3 acfm como caudal máximo lo cual es equivalente a $7,85 m^3/min$. El valor obtenido presenta un porcentaje de fugas de la red intrínsecamente, sin embargo, este factor debe verificarse puesto que el máximo porcentaje de fugas para hierro galvanizado corresponde a un 15%; es decir se debe verificar que las fugas encontradas correspondan a un máximo de 15% en caso de ser mayor se deben reparar y reducir el consumo en el porcentaje superior a este. Luego de ello se requiere multiplicar por un factor de ampliaciones con el fin de obtener el caudal de diseño.

Ahora bien los encargados indican que no se proyectan ampliaciones a corto o mediano plazo, por lo que en este caso el factor de ampliación correspondería a 0%; sin embargo se llegó a la conclusión que se utilizará un 15% con el fin de prever alguna eventualidad. Por otro lado en el caso del factor de fugas se tiene que en la red actualmente se cuenta con un porcentaje de 23,9% lo que se encuentra por encima del 15% permitido para hierro galvanizado. Es por ello que en este caso se procede a reducir las fugas, reparando aquellas más visibles para así establecer el factor de fugas en 15%. Es este caso el caudal máximo sin fugas ni ampliaciones corresponde a $5,97 m^3/min$.



Fuente: ENESA (2017)

Figura 4.4 Medición de caudal máximo de aire comprimido de la empresa

Ahora bien una vez obtenido el caudal máximo, que como se dijo anteriormente corresponde a $5,97 \text{ m}^3/\text{min}$, se procede a determinar el diámetro de la siguiente manera.

1. Al caudal máximo es necesario sumarle el factor de fugas y el nuevo factor de ampliación, por lo que finalmente el caudal de diseño corresponde a:

$$Q_d = Q_{max} + (1 + ff + fa)$$

$$Q_d = 5,97 + (1 + 15\% + 15\%)$$

$$Q_d = 7,76m^3/min$$

2. Por otro lado se debe proponer la velocidad teórica la cual, en el caso de la tubería principal, corresponde a 8 m/s.
3. Por otro lado se requiere conocer la presión absoluta del sistema, que en el caso de la tubería principal es la presión mínima necesaria para operar el equipo que requiere la mayor presión. En este son 7 bar.
4. Para calcular el diámetro de la tubería se utiliza la Ecuación 2.3 que se detalla a continuación:

$$D = \sqrt{\frac{Q_d \times 100}{4,71 \times P \times V}}$$

Con dicha fórmula se obtiene el diámetro mínimo necesario para trasegar adecuadamente el aire comprimido y a partir de este se elige mediante los catálogos de fabricantes el diámetro mayor más próximo.

5. Seguidamente se determina el flujo másico y el índice de resistencia.
6. Posteriormente se debe verificar la caída de presión, en este caso se analiza Ecuación 2.2, además de ello se verifica utilizando la velocidad real de la siguiente manera:

$$\Delta P = \frac{\beta \times V_{real} \times L \times P}{R \times T \times D}$$

Ecuación 4.1 Caída de presión con velocidad real

7. Finalmente se compara dicho valor con la caída de presión máxima permitida, los valores anteriores no deben exceder este valor. Para determinarla es necesario tomar en cuenta la longitud tanto de tubería recta, como la longitud equivalente por accesorios. En Tabla 2.3 se muestra la longitud equivalente por accesorios para distintos diámetros de tubería.

Por otro lado el fabricante de tubería de aluminio Parker en su línea Transair posee un software para el dimensionamiento de tubería, llamado Transair Flow Calculator. Para ello es necesario ingresar los valores de presión, flujo, distancia y caída de presión máxima, finalmente el software nos brinda el diámetro de tubería que mejor se adecue a las especificaciones requeridas, Figura 4.5. Como se puede observar este brinda un valor similar a la formula ya que propone para la tubería principal un diámetro de 63 mm, con una velocidad de 5,2 m/s, lo cual está por debajo de los 8 m/s que indica la teoría por lo que cumple. Sin embargo la ventaja sobre el hierro galvanizado que presenta la tubería de aluminio radica en 0% de fugas y una mayor vida útil, pese a que presenta un mayor costo de instalación.

Transair Sizing Tools

Parker **legris** **transair**

Transair Flow Calculator

ENGINEERING YOUR SUCCESS!

Home Elija su idioma **Español latino**

Nombre del proyecto:

Contacto del cliente:

Fecha:

Datos del proyecto **Unidades**

Gas:

Presión: bar(g)

Flujo: Nm³/hr

Distancia: m

Caída de presión máxima: bar(g) or %

Red:

Gama Transair:

Tamaño del diámetro

Resultados del proyecto

Dimensionamiento

Diámetro Transair®:

Flujo máximo Transair®:

Velocidad del gas:

Caída de presión

Tubo Transair®:

Acero nuevo:

Acero corroído:

Solicitar un presupuesto

Condiciones de utilización © Copyright 2012 www.parkertransair.com v. 5.

Fuente: Elaboración propia (2017)

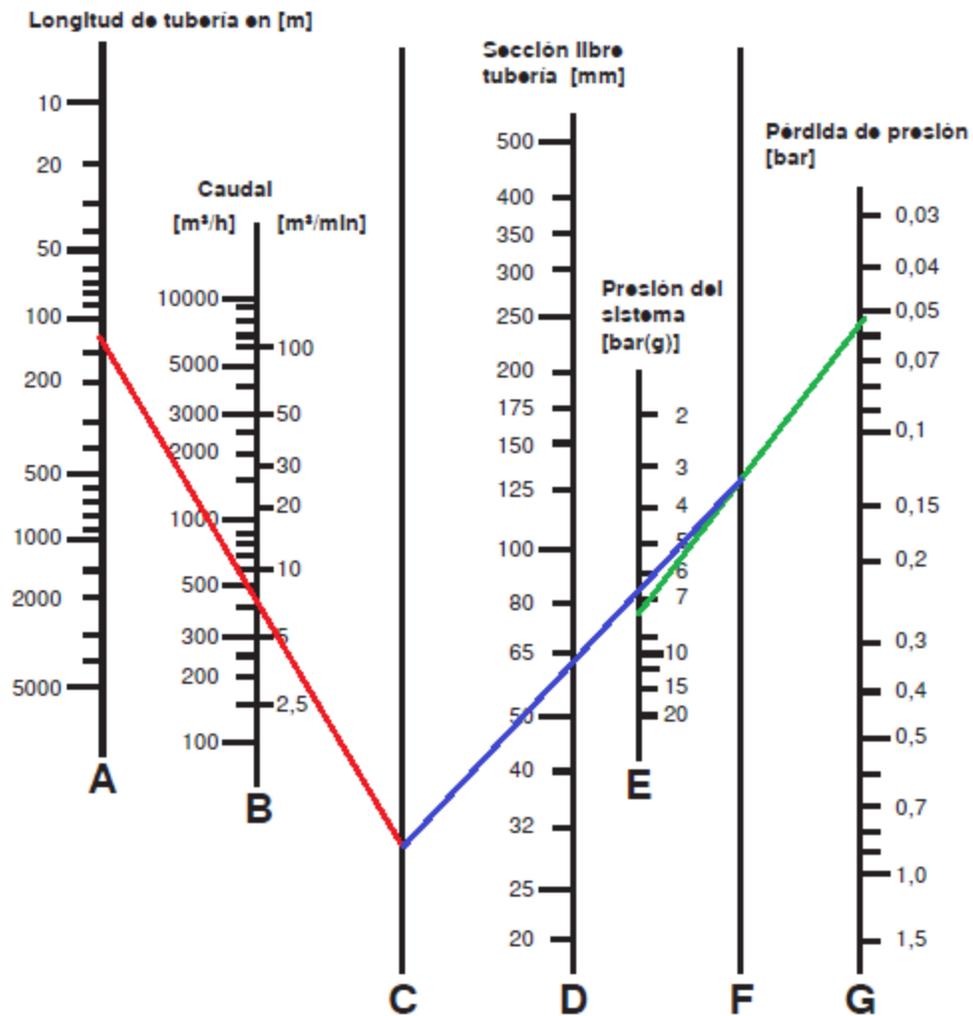
Figura 4.5 Determinación del diámetro de la tubería principal mediante la utilización del software.

Finalmente se corrobora el diámetro por medio del uso de nomogramas. Para determinarlo se debe realizar el siguiente procedimiento.

1. Se debe trazar una línea que inicie en el eje A de acuerdo a la longitud de la tubería, luego debe cortar el eje B con el flujo correspondiente al caudal, prolongar dicha línea hasta el eje C (línea roja).
2. Marcar en el eje E y G la presión del sistema y la pérdida de presión máxima permitida en el tramo de estudio. Esta línea cortara el eje F (línea verde).

- Unir el punto donde corta el eje C y F, dicha línea cortara el eje D donde indicara el diámetro recomendado de tubería (línea azul).

Como se puede observar en la Figura 4.6 arroja que el diámetro recomendado corresponde a 65 mm al igual que por los métodos anteriores.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.6 Determinación del diámetro de la tubería principal por medio del nomograma

Diseño de la tubería secundaria y bajantes

Para el caso del diseño de la tubería secundaria y cada uno de los bajantes fue necesaria la medición puntual de los equipos consumidores. Lo anterior con el fin de obtener el caudal que pasara para cada uno de los tramos de tubería. En la Figura 4.7 se puede observar la configuración del equipo y el proceso de medición del consumo de aire comprimido. El proceso anterior se realiza para cada una de las unidades consumidoras.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.7 Medición del consumo de aire comprimido de los equipos, horno de dados.

Sin embargo existían una serie de pistones neumáticos a los cuales determinarles su consumo mediante la utilización del medidor de flujo resultaba complicado, es por ello que se decidió estimarlo por medio de la utilización de

ecuaciones teóricas. Al ser cada uno de los pistones de doble efecto se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = 2 \times (s \times n \times q)$$

Ecuación 4.2 Determinación de consumo de aire de los pistones neumáticos.

Donde:

Q : Consumo de aire total (l/min)

q : Consumo de aire por cm de carrera (l/min)

s : Carrera en cm

n : Numero de carreras por minuto

Para determinar el consumo de aire por centímetro de carrera (q) es necesario conocer el diámetro del pistón en mm al igual que la presión de trabajo en bares. Posteriormente, se utiliza el consumo propuesto en la Figura 4.8.

Diámetro del Cilindro (mm)	Presión de Trabajo en Bares												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	Consumo de aire en litros por cm de carrera de cilindro												
6	0.0005	0.0008	0.0011	0.0014	0.0016	0.0019	0.0022	0.0027	0.003	0.003	0.0033	0.0036	0.0038
12	0.002	0.003	0.004	0.006	0.007	0.008	0.009	0.01	0.011	0.012	0.013	0.014	0.015
16	0.004	0.006	0.008	0.01	0.011	0.014	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028
25	0.01	0.014	0.019	0.024	0.029	0.033	0.038	0.043	0.048	0.052	0.057	0.062	0.067
35	0.019	0.028	0.038	0.047	0.056	0.066	0.075	0.084	0.093	0.103	0.112	0.121	0.131
40	0.025	0.037	0.049	0.061	0.073	0.085	0.097	0.11	0.122	0.135	0.146	0.157	0.171
50	0.039	0.058	0.077	0.096	0.115	0.134	0.153	0.172	0.191	0.21	0.229	0.248	0.267
70	0.076	0.113	0.15	0.187	0.225	0.262	0.299	0.335	0.374	0.411	0.448	0.485	0.523
100	0.155	0.231	0.307	0.383	0.459	0.535	0.611	0.687	0.763	0.839	0.915	0.991	1.067
140	0.303	0.452	0.601	0.75	0.899	1.048	1.197	1.346	1.495	1.644	1.793	1.942	2.091
200	0.618	0.923	1.227	1.53	1.835	2.139	2.443	2.747	3.052	3.356	3.66	3.964	4.268
250	0.966	1.441	1.916	2.392	2.867	3.342	3.817	4.292	4.768	5.243	5.718	6.193	6.668

Fuente: (Garro Zavaleta, 2016)

Figura 4.8 Consumo de pistones en l/min por cm de carrera

En las siguientes tablas se muestran los datos de consumo y presión para cada uno de los equipos según áreas:

Tabla 4.11 Datos de los equipos sección Extrusión.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Scrap	Sierra de scrap	5,0	0,06
Scrap	Compactadora de Scrap	7,0	0,20
Scrap	Sopladora	7,0	0,82
Hornos	Horno de barras	6,0	0,33
Hornos	Horno de dados	5,5	0,99
Hornos	Horno de bolsters	5,5	0,99
Mesa rodillos	Pistones levantamiento de la mesa pulmón	6,0	0,01
Mesa rodillos	Soplador cuchillo	6,0	2,38
Sierra	Colector de viruta	6,0	0,01
Sierra	Sistema de Lubricación 6000B	4,8	0,06
Sierra	Sierra final	3,0	0,54
Sierra	Tope motorizado	6,0	0,07
Manejo	Freno de emergencia puller	6,0	0,00
Manejo	Pistones neumáticos	5,5	0,04
Manejo	Stretcher	6,0	0,09
Prensa	Soplador de enfriamiento de la prensa	7,0	0,28
Prensa	Golpeador de culotes Bimba AB-50-700-CBHR	7,0	0,02
Prensa	Salidas de servicio prensa	6,0	0,40

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.12 Datos de los equipos sección Dados.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Dados	Tanque de soda caustica	6	0,28
Dados	Sandblasting	6	0,25
Dados	Sopladora, costado sandblasting	6	0,37
Dados	Sopladora dentro de taller	6	0,37
Dados	Herramientas neumáticas	6	0,28

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.13 Datos de los equipos sección Maderas

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Madera	Embolsadora manual	7	0,05
Madera	Sopladora	7	0,42
Madera	Horno	6	0,99
Madera	Telar 1	6	0,53
Madera	Telar 2	6	0,53

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.14 Datos de los equipos sección Maquinado.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Maquinado	Sierra Sam 400	6	0,03
Maquinado	Sierra Sam 777	7	0,25

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.15 Datos de los equipos sección Anodizado.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Gratado	Gratadora	7	0,05
Anodizado	Sopladoras final extrusión	6	1,22
Anodizado	Pistola de impacto enracke	6	0,59
Anodizado	Sopladoras desenracke	6	1,22
Anodizado	Salidas de servicio	6	0,40
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma P4	2	0,29
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma P8	6	0,53
Planta de Tratamiento	Filtro prensa	6	2,73
Planta de Tratamiento	Bomba diafragma de pila sedimentador T4	4	0,50
Desionización	Desionizador	7	0,06

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.16 Datos de los equipos sección Pintura.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Pintura	Salidas de servicio	6	0,40
Pintura	Sopladoras	6	0,40
Desionización	Desionizador	7	0,06

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.17 Datos de los equipos sección edificio de Mantenimiento

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Taller de mantenimiento	Salidas de servicio	6	0,40
Taller de soldadura	Sopladora	6	0,37
Taller de soldadura	Salida de servicio	6	0,40

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.18 Datos de los equipos sección Red General de Agua.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Equipo uso general	Tanque hidroneumático	7	0,81
Equipo uso general	Salida servicio	6	0,40

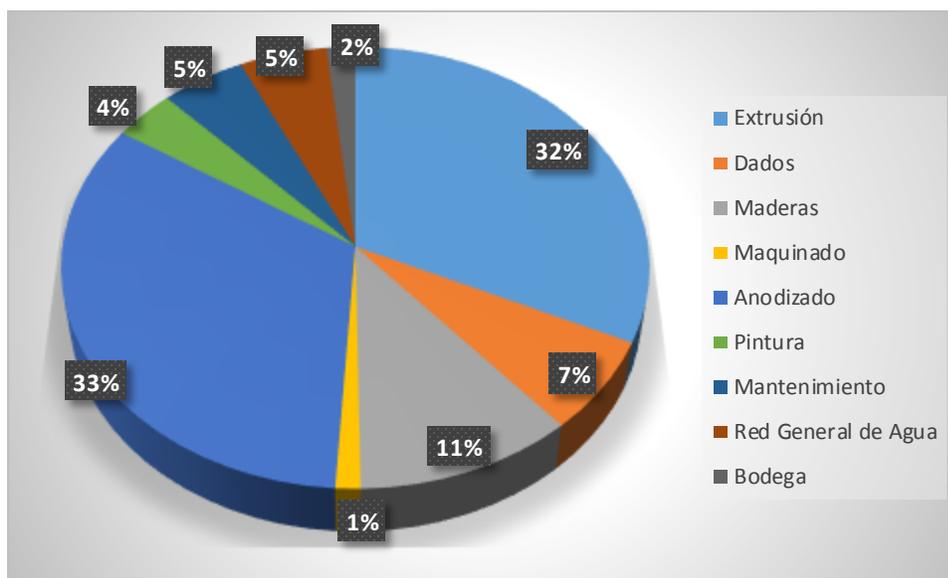
Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.19 Datos de los equipos sección Bodega de Repuestos.

Área	Equipo	Presión (bar)	Consumo (m^3/min)
Bodega de repuestos	Salida servicio	6	0,40

Fuente: Elaboración propia (2017)

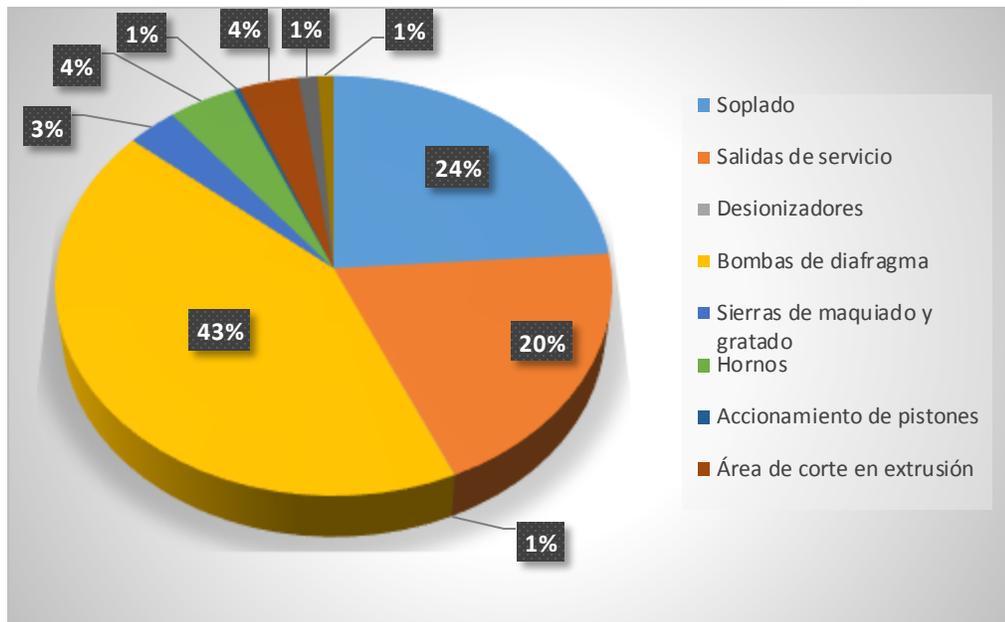
Como se puede observar, se cuenta con 8 secciones de consumo en la planta, y una vez determinado los consumos de cada uno de los equipos, se puede determinar el porcentaje con el que se cuenta en cada sección. En la Figura 4.9 se evidencia que las áreas más representativas son extrusión, anodizado y maderas.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.9 Consumo de aire comprimido por sección.

Por otro lado, es posible agrupar los equipos con el fin de determinar cuáles equipos representan el mayor consumo dentro de la planta. En la Figura 4.10 se puede observar que el mayor consumo de la planta se da por soplado, por salidas de servicio para el uso de herramientas neumáticas y por las bombas de diafragma, puesto que entre estos se obtiene un 87% de la utilización del aire comprimido. Cabe destacar que las bombas de diafragma además de ser el equipo de mayor consumo se encuentran operando prácticamente un 100% del tiempo.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.10 Porcentajes de consumo de aire comprimido de cada uno de los equipos.

Con dicha información es posible determinar los diámetros de cada uno de los tramos de la tubería secundaria, así como los bajantes. Para ello se debe verificar que se cumpla con la máxima caída de presión y mantener las velocidades del aire según indica la teoría por debajo de los 10 m/s para la tubería secundaria y por debajo de los 15 m/s para los bajantes de servicio. Como se mencionó anteriormente, para el cálculo se realiza el mismo procedimiento que para la tubería principal por lo que en las siguientes tablas se tabulan los resultados obtenidos:

Tabla 4.20 Diámetros recomendados para los tramos de tubería secundarios.

Tramos	Longitud de tubería recta (m)	Longitud equivalente por accesorios (m)	Caudal de diseño (m^3/min)	Diámetro nominal (mm)	ΔP (mbar)
B-C-K-L-M-N-O	47,0	25,2	7,82	50	148,0
O-P	33,4	4,9	2,60	32	195,1
B-D	29,5	10,0	1,88	25	162,9
C-H	21,5	7,5	0,54	20	94,6
K-J	21,1	11,2	2,55	32	137,3
J-T	44,4	25,4	0,15	15	165,9
J-H"	50,0	7,8	-	25	137,3
K-W	6,1	5,0	5,03	40	117,9
L-Q	34,6	6,6	2,32	32	147,0
M-R	8,7	4,6	2,08	25	159,8
N-V	54,0	10,3	1,36	25	218,2
O-X-S	49,7	15,0	4,27	40	240,4
S-T	27,0	6,0	2,29	40	255,3
T-U	23,9	2,3	0,59	20	282,4
X-H"	12,7	3,5	1,58	25	87,5
F"-G"	7,3	4,5	3,55	40	27,5
Y-Z	3,0	1,5	1,03	20	38,6
Anillo Z-A"-B"-C"-D"	19,4	9,5	1,03	20	135,2
Anillo D-E-F-G	14,9	11,1	1,20	25	197,6

Fuente: Elaboración propia (2017)

Al igual que en la tubería principal se muestra en la Figura 4.11 en cálculo del diámetro sugerido según el fabricante Parker, para el tramo B-C-K-L-M-N-O, que corresponde a 50 mm al igual que por medio de la fórmula.

Transair Sizing Tools

Parker **legris** **transair**

Transair Flow Calculator

ENGINEERING YOUR SUCCESS!

Home Elija su idioma **Español latino**

Nombre del proyecto

Contacto del cliente

Fecha

Datos del proyecto **Unidades**

Gas

Presión bar(g)

Flujo Nm³/hr

Distancia m

Caída de presión máxima bar(g) or %

Red

Gama Transair

Tamaño del diámetro

Resultados del proyecto

Dimensionamiento

Diámetro Transair®

Flujo máximo Transair®

Velocidad del gas

Caída de presión

Tubo Transair®

Acero nuevo

Acero corroído

Solicitar un presupuesto

Condiciones de utilización © Copyright 2012 www.parkertransair.com v. 5.

Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.11 Comprobación de diámetro del tramo B-C-K-L-M-N-O por medio del software

Para el caso de los bajantes se debe mantener una caída de presión acumulada, que implica la suma de la caída de presión de la línea principal y de los tramos secundarios, menor a los 305 mbar para cumplir con el 4% máximo de caída de presión permitida. En la Tabla 4.21 y la Tabla 4.22 se muestra los resultados para cada uno de los 55 bajantes.

Tabla 4.21 Diámetros recomendados de tubería para los bajantes.

Bajante	Longitud de tubería recta (m)	Longitud equivalente por accesorios (m)	Caudal de diseño (m^3/min)	Diámetro nominal (mm)	ΔP (mbar)
1	2,2	0,5	0,52	15	145,2
2	2,2	0,5	0,52	15	145,2
3	2,2	0,5	0,52	15	145,2
4	2,2	0,5	0,52	15	145,2
5	2,2	0,5	0,52	15	145,2
6	2,2	0,5	0,52	15	145,2
7	2,2	0,5	0,52	15	145,2
8	2,2	0,5	0,52	15	145,2
9	2,7	0,2	0,52	15	146,2
10	2,7	0,2	0,52	15	146,2
11	10,0	1,8	0,07	15	38,3
12	6,3	1,8	0,36	15	112,9
13	1,5	0,6	0,32	15	165,9
14	1,0	0,5	0,36	15	200,5
15	1,0	0,5	0,36	15	200,5
16	1,0	0,5	0,36	15	200,5
17	1,0	0,5	0,36	15	200,5
18	1,0	0,5	0,36	15	200,5
19	1,0	0,5	0,48	15	202,5
20	6,2	1,1	0,09	15	107,2
21	6,2	1,3	1,29	20	148,7
22	5,6	0,6	0,02	15	114,6
23	4,4	1,5	0,77	15	173,6
24	1,5	1,6	4,99	32	132,5
25	6,0	3,9	0,03	15	147,3
26	2,0	1,9	1,33	20	147,1
27	1,7	0,6	0,99	15	167,2
28	1,8	0,3	0,52	15	155,0
29	0,4	2,1	1,05	15	195,7
30	1,3	1,5	0,52	15	170,6
31	7,2	0,8	0,52	15	115,7
32	6,4	1,1	0,07	15	100,2
33	5,0	1,1	0,52	15	160,3
34	4,2	0,9	0,52	15	188,3

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 4.22 Continuación diámetros recomendados para la tubería de los bajantes.

Bajante	Longitud de tubería recta (m)	Longitud equivalente por accesorios (m)	Caudal de diseño (m^3/min)	Diámetro nominal (mm)	ΔP (mbar)
35	4,0	0,9	0,52	15	225,9
36	5,6	1,1	0,77	15	273,0
37	2,7	0,9	0,48	15	169,4
38	2,2	1,2	1,58	20	258,2
39	2,2	0,9	1,58	20	87,5
40	3,2	1,5	0,04	15	168,2
41	3,2	1,5	0,33	15	197,8
42	3,2	1,5	0,07	15	240,7
43	2,0	2,4	1,58	20	287,5
44	2,0	2,4	1,58	20	287,5
45	3,5	0,6	0,07	15	282,8
46	2,9	0,9	0,52	15	297,1
47	2,6	0,5	0,52	15	294,2
48	3,2	1,5	0,62	15	220,3
49	4,3	0,9	1,98	20	220,5
50	3,5	0,6	0,64	15	50,7
51	3,4	2,5	0,77	20	47,7
52	1,0	0,7	0,68	15	38,6
53	1,5	0,6	0,00	15	27,5
54	15,0	3,2	3,55	32	73,4
55	7,7	1,6	0,43	15	133,5

Fuente: Elaboración propia (2017)

Para conocer la ubicación de cada uno de los tramos y bajantes se puede consultar el archivo adjunto en el CD que corresponde a los planos de la red.

Selección del compresor

La selección del compresor adecuado es una etapa fundamental del diseño de la red de aire comprimido, pues es el corazón de la misma y su adecuado dimensionamiento asegura el correcto funcionamiento de la red. Para la selección es necesario conocer el caudal máximo de la planta y en base a este determinar el caudal de diseño. Como se mencionó anteriormente el caudal de máximo corresponde $5,8 \text{ m}^3/\text{min}$. A esto se le debe sumar un 15% de factor de ampliación y 15% de fugas:

$$Q_{\text{diseño}} = Q_{\text{max}} \times (1 + ff + fa)$$

$$Q_{\text{diseño}} = 5,97 \times (1 + 15\% + 15\%)$$

$$Q_{\text{diseño}} = 7,76 \text{ m}^3/\text{min}$$

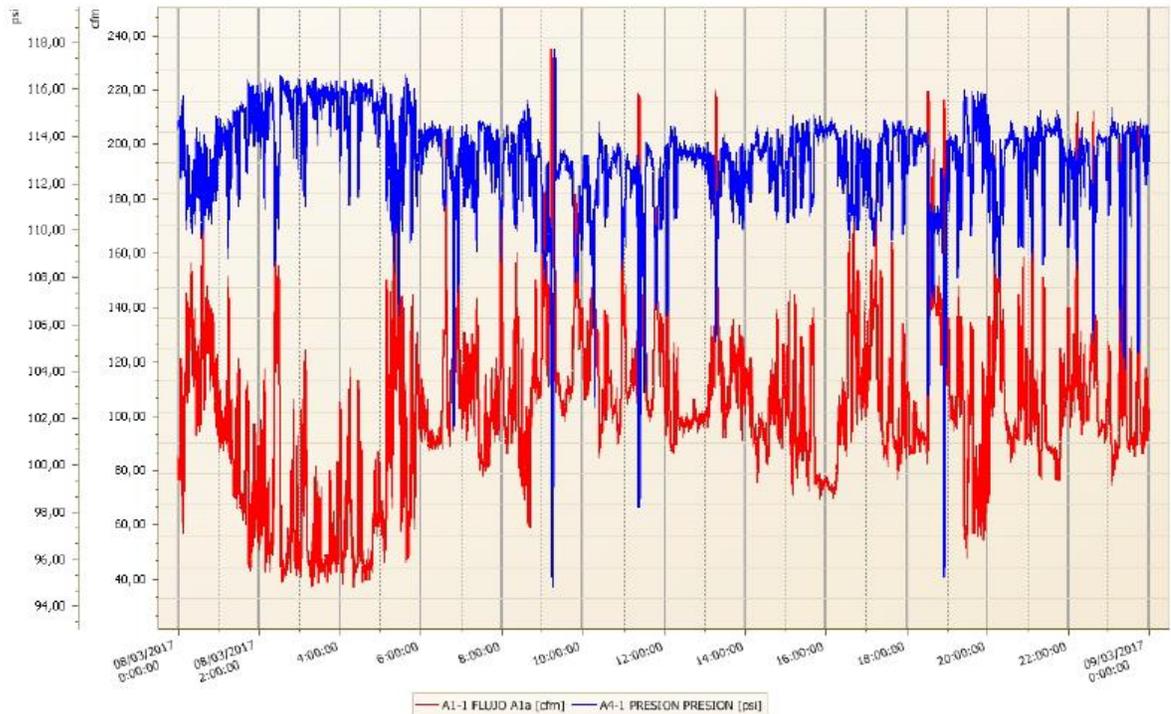
Basándose en las consideraciones previas que indican que se seleccionara uno de los compresores en inventario se debe seleccionar el compresor marca Sullair modelo VCC200 de 74,6 kW con capacidad de $13,25 \text{ m}^3/\text{min}$

Por otro lado como se explica más adelante se pretende la instalación de un sistema de variadores de frecuencia para el manejo adecuado de los compresores según el consumo de la planta. Es por esto que la selección del compresor se debe dar en base al consumo promedio y no del pico máximo puesto que lo que se busca es disminuir el consumo eléctrico y mantener operando al compresor de menos capacidad que maximice la eficiencia del sistema. Para ello se tomará un valor de consumo promedio que como se puede observar en la siguiente imagen ronda los 135 scfm lo que es equivalente a $3,82 \text{ m}^3/\text{min}$ sin embargo una vez reducidos a un factor de fugas de 15% y realizando la conversión a acfm se tienen 142,3 acfm lo que equivale a $4,30 \text{ m}^3/\text{min}$ que en este caso no se le deben agregar factor de ampliación pues es un valor para la selección del compresor máster o esclavo. En base al valor obtenido anteriormente es posible seleccionar el compresor marca Sullair modelo 50H de una potencia de 37,3 kW con capacidad de $5,95 \text{ m}^3/\text{min}$.

Como se puede observar el compresor es capaz de suplir la demanda la mayor parte del tiempo mientras el compresor de 74,6 kW entraría únicamente en caso de ser necesario.

Diagrama

08/03/2017 0:00 - 08/03/2017 23:59



Fuente: ENESA (2017)

Figura 4.12 Resultados de consumo de aire comprimido de la empresa.

Selección del secador

Determinar el secador adecuado según la aplicación es de suma importancia, debido a que el secador es quien se encarga de eliminar la mayor cantidad de agua contenida en el sistema. Es importante recalcar que la correcta selección se da en base al caudal máximo del compresor con el fin de asegurar que a la máxima capacidad del mismo se puede eliminar la humedad del aire adecuadamente.

Como se mencionó anteriormente el compresor seleccionado para trabajar siempre y cuando no se cuente con los variadores de frecuencia corresponde al de 74,6 kW cuyo caudal máximo corresponde a $11 \text{ Nm}^3/\text{min}$. El secador seleccionado en este caso corresponde al modelo RD-400 de la marca Sullair; este posee una capacidad máxima de $11,33 \text{ Nm}^3/\text{min}$ por lo que cumple adecuadamente, sin embargo al verificar en las condiciones de la planta en condiciones de la planta (1400 msnm, 75°F y 70% HR) utilizando los factores de corrección del fabricante se tiene que es capaz de secar adecuadamente $13,34 \text{ m}^3/\text{min}$ lo cual cumple adecuadamente con los $13,25 \text{ m}^3/\text{min}$ del compresor.

El secador seleccionado corresponde a un secador de ciclo digital refrigerativo el cual posee las siguientes ventajas:

- “Niveles óptimos de punto de rocío para el mejor desempeño del sistema.
- Control del ciclo para un mayor ahorro de energía.
- Compresor de tornillo de alta eficiencia.
- Bajo costo de operación.
- Punto de rocío constante.
- Paquete de comunicación opcional.” (Sullair, 2016)



Fuente: (Sullair, 2016)

Figura 4.13 Secador propuesto para la red de aire comprimido, marca Sullair modelo RD-400

Es importante recalcar que actualmente la planta cuenta con dos secadores de aire sin embargo ambos se encuentran en mal estado, por lo que existe una gran cantidad de agua en la red. Debido a lo anterior se realizó la gestión de la compra del secador propuesto anteriormente, el cual tiene un valor de \$7 685 y su tiempo de entrega es de siete semanas por lo que al finalizar el proyecto aún no se cumplía con el tiempo de entrega.

Calidad del aire comprimido

Una etapa fundamental del diseño es seleccionar la calidad adecuada según las necesidades de la planta con el fin de seleccionar adecuadamente los filtros requeridos. En este caso se propone una calidad ISO 1.4.3 ya que en este caso lo más importante es evitar las partículas sólidas para prevenir que las herramientas se

dañen. Para conseguir dicha calidad de aire comprimido se requiere de la utilización de los siguientes filtros de línea marca Sullair:

Tabla 4.23 Filtros de línea requeridos en sala de máquinas para la calidad de aire propuesta.

Filtro	Caída de Presión (bar)
Sullair FXF	0,083
Sullair FXH	0,158

Fuente: Elaboración propia (2017)

Por otro lado además de los filtros de línea se requiere de la instalación de un secador refrigerativo con el fin de obtener la calidad de aire antes propuesta. La selección del secador como se mencionó en el apartado anterior corresponde al modelo RD-400 de la marca Sullair.

Cálculo de la presión mínima del sistema

Una consideración importante dentro del diseño de aire comprimido es seleccionar una adecuada presión de trabajo del compresor que me asegure el adecuado trasiego del aire y suplir eficientemente la presión mínima requerida por lo equipos. Para ello es importante determinar la caída de presión producida por cada uno de los elementos instalados en la línea como lo son los filtros de aire, el secador, los accesorios y la tubería recta. En la siguiente tabla se muestra los resultados obtenidos de caída de presión por los factores antes mencionados:

Tabla 4.24 Datos de caída de presión.

Factor	Bar
Presión mínima herramientas	7,00
Presión mínima con caída presión	7,27
Filtros	0,24
Secador	0,20
Pmin compresor	7,71

Fuente: Elaboración propia (2017)

Como se puede observar en la tabla anterior, al sumar cada una de las variables se obtiene, que la presión mínima del compresor, debe ser de 7,71 bares. Por otro lado a su vez se debe establecer la presión máxima del compresor, teóricamente el ΔP debe ser de aproximadamente 1 bar sin embargo en este caso se va establecer un $\Delta P = 0,59$ bar; es por ello que la presión máxima de trabajo corresponderá a 8,3 bar.

Tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento o tanque pulmón como se explicó anteriormente cumple varias funciones y dentro de ellas se encuentra el almacenamiento del aire. Para dimensionar adecuadamente el mismo se toma el criterio del fabricante Kaeser el cual indica que se “sugiere considerar entre tres y cinco galones por cada cfm del compresor a plena carga” (Kaeser Compressors, 2015). Debido a lo anterior para diseñar el tanque pulmón se considera el promedio lo cual corresponde a considerar 4 galones por cada cfm brindado por el compresor. Se toma como base el compresor de 50 hp el cual a plena carga es capaz de brindar 215 acfm. Por lo que para determinar la capacidad requerida se realiza la siguiente operación:

$$Capacidad_{tanque\ pulmón} = acfm \times 4\ gal$$

$$Capacidad_{tanque\ pulmón} = 215\ acfm \times 4\ gal$$

$$Capacidad_{tanque\ pulmón} = 860\ gal \approx 3,26\ m^3$$

Como se puede observar en el cálculo anterior, se requiere un tanque con una capacidad aproximada de $3,26\ m^3$, sin embargo actualmente se tiene un tanque con capacidad de $1,40\ m^3$. Es por esto que se recomienda el cambio de tanque pulmón. En este caso el tanque propuesto es de $3,00\ m^3$ es decir se elige el próximo inferior principalmente por un asunto de costo. En el apartado de anexos se puede observar

la cotización del mismo, el cual tiene un costo de \$18 786. Por otro lado en la Figura 4.14 se observa el tanque actual, por su configuración en la red corresponde a un tanque seco, pese a esto se encuentra altamente corroído en algunas zonas y contaba con una cantidad importante de agua en su interior, lo que evidentemente es un indicador de que probablemente se encuentre con una alta corrosión interna.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.14 Tanque pulmón instalado en la empresa.

Soportes

Es importante establecer la distancia máxima entre soportes con el fin de mantener la integridad de la tubería. La distancia dependerá de distintos factores como lo son el diámetro nominal y la disposición de la tubería ya sea horizontal o vertical. En la siguiente tabla se muestra las distancias máximas permitidas.

DISTANCIAS MAXIMAS ENTRE SOPORTES TUBERIAS DE ACERO				
DN	HORIZONTALES			VERTICALES
	DISTANCIA	TENSION	PENDIENTE	
mm	m	Mpa	mm/m	
10	1.5	9.0	3.2	UN SOPORTE POR PLANTA
15	1.7	8.8	2.8	
20	1.9	8.8	2.5	
25	2.1	8.7	2.2	
32	2.4	8.8	2.0	
40	2.5	9.0	1.9	
50	2.8	9.0	1.7	
65	3.1	9.3	1.5	
80	3.4	9.2	1.4	
100	3.8	9.5	1.3	
125	4.1	9.8	1.2	
150	4.4	10.2	1.1	
200	4.9	11.0	1.0	
250	5.3	11.3	0.9	
300	5.8	11.5	0.8	
350	6.0	11.9	0.8	
400	6.4	11.9	0.8	
450	6.6	12.4	0.7	
500	6.8	12.9	0.7	
550	7.1	13.3	0.7	
600	7.6	12.6	0.6	

NORMA UNE 100.152/88

Fuente: UNE 100.152/88

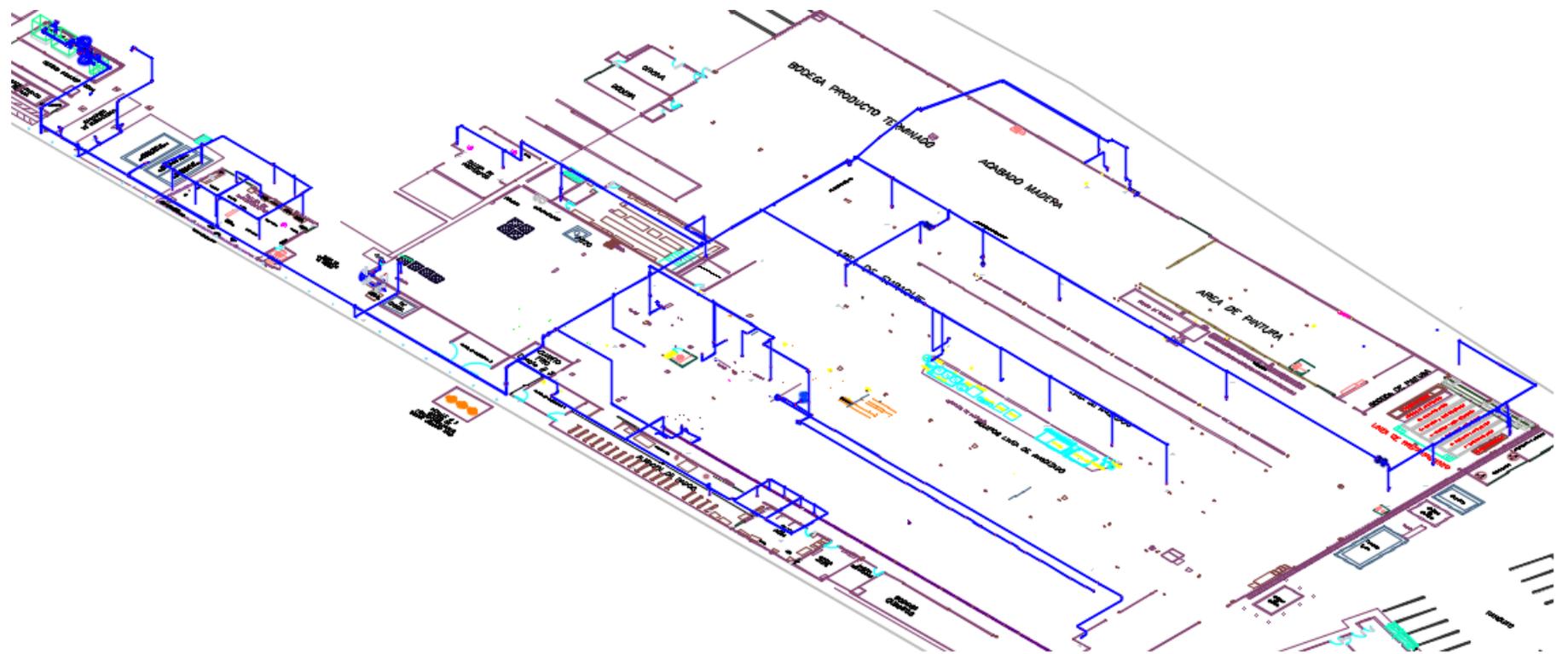
Figura 4.15 Distancia recomendada entre soportes según diámetro.

Juntas de expansión

Es importante instalar juntas de expansión en los tramos de mayor longitud con el fin de prevenir daños como fisuras en la tubería producto de una expansión térmica, por golpes a la tubería o incluso movimientos bruscos producto de sismos. Para el caso de la empresa Extralum se suma el hecho que la planta está compuesta por tres edificios principales, de ahí la importancia de instalar juntas de expansión, puesto que en caso de sismo cabe la posibilidad de que cada uno de los edificios presente un movimiento diferente lo que podría ocasionar un grave daño a la tubería.

Las juntas de expansión diseñadas, especialmente para esta aplicación, son altamente costosas de ahí que existan otros métodos de realizar dichas juntas. Consultando con representantes de la empresa ENESA ellos indican que para instalaciones industriales con el fin de disminuir un poco los costos de instalación y asegurar la integridad de la red, utilizan manguera para aire comprimido de alta presión, 2000 psi como juntas de expansión las cuales cumplen su labor adecuadamente.

Una vez dimensionados cada uno de los elementos se procedió a realizar el plano de la red propuesta con los nuevos diámetros y la nueva ruta, como se puede observar-en-la-siguiente-figura:



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 4.16 Vista 3D de la red propuesta

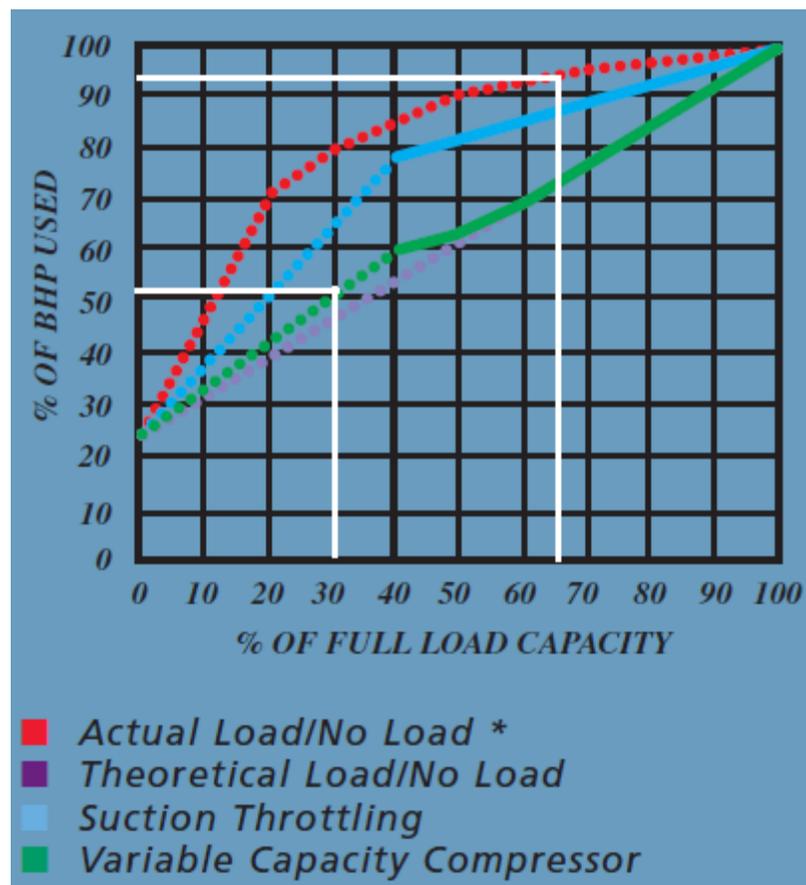
Implementación de variadores de frecuencia

Al contar la empresa con dos compresores de aire comprimido existe la posibilidad de alternar los mismos en relación a la demanda de la planta, es por ello que como parte del proyecto se da la propuesta de implementar variadores de frecuencia. Lo anterior se respalda en base al estudio realizado, donde se puede observar que la demanda ronda un promedio de 135 scfm o $3,82 \text{ Nm}^3/\text{min}$ y a su vez el consumo se ve reducido por las tardes y noches siendo el compresor de 37,3 kW capaz de suplir adecuadamente la planta.

Los variadores de frecuencia permiten alternar la utilización de ambos compresores, mediante un sistema de comunicación, lo anterior pudiendo establecer un compresor “máster” o piloto que es el que se encontrará supliendo la demanda la mayor parte del tiempo, en este caso el de 37,3 kW, mientras que el compresor de 74,6 kW se encontrara conectado a otro variador de frecuencia que se mantendrá con la función “stop and go”. Una vez el variador conectado al compresor de 37,3 kW cense una caída de presión le comunicará al variador conectado al compresor de 74,6 kW que debe entrar a suplir la demanda del sistema. Lo anterior asegura que la red nunca se vea afectada por un consumo repentino de aire y el compresor de 74,6 kW solo entre a suplir los picos de demanda.

La escogencia del compresor de 37,3 kW como compresor piloto se basa en las Figura 4.12, donde cómo es posible observar, con el estudio realizado se obtiene que una mayor parte del tiempo el consumo de la planta se encuentra por debajo de los $3,82 \text{ Nm}^3/\text{min}$ sin embargo una vez reducido a un factor de fugas de 15% y no del 23,9% se tienen $3,34 \text{ Nm}^3/\text{min}$ o su equivalente a $4,03 \text{ m}^3/\text{min}$ en condiciones de la planta, lo que indica que si se establece el porcentaje de capacidad de cada uno de los compresores, el compresor de 37,3 kW se encontraría en un 67,7 % de la capacidad, mientras que el compresor de 74,6 kW en un 30,4 % si se trazan líneas como en la Figura 4.17 para determinar el % de BHp utilizados se determina que para el compresor de 37,3 kW se encontraría consumiendo una potencia de

aproximadamente 33,9 kW mientras que el de 74,6 kW se encontraría consumiendo aproximadamente 38 kW. Como se puede observar se encuentra una diferencia significativa en el consumo eléctrico de aproximadamente 4,1 kW lo cual implica que resulta más atractivo mantener el compresor de 34,7 kW como el compresor máster y mientras que el de mayor potencia mantenerlo como compresor de respaldo para los momentos picos de la planta, para que entre, en conjunto, a suplir la demanda.



Fuente: (Sullair, 2004)

Figura 4.17 Curvas de porcentaje de BHP utilizados según capacidad demandada.

Capítulo 5 : Oportunidades de conservación de la energía (OCES)

Generalmente, se cree que el aire comprimido es una energía que no representa mayor consumo o gasto dentro de la empresa, sin embargo los motores con los que cuentan los compresores generalmente son de alta potencia por lo que requieren de una gran cantidad de energía; por ello es de vital importancia encontrar aquellas mejoras que puedan reducir considerablemente el consumo del aire comprimido. Al recorrer la planta se identificaron diferentes OCE's que al aplicarse disminuirán considerablemente tanto el consumo de aire comprimido, como la facturación eléctrica por un mejor aprovechamiento del recurso. A continuación se muestran algunas de las oportunidades de mejora encontradas:

Instalación de purgas automáticas en filtros secundarios en el cuarto de compresores

Los filtros secundarios tanto del compresor como de los secadores presentan la deficiencia de que no cuentan con purgas automáticas por lo que es necesario que un técnico este purgando manualmente los filtros cada cierto tiempo, con el fin de evitar que el condensado viaje a través de las tuberías. Al ser manuales y existir la necesidad de estar purgándolos periódicamente, los técnicos optaron por dejar la válvula controladora de flujo instalada parcialmente abierta, con el fin de evitar estar yendo al cuarto de compresores a purgar el equipo, lo anterior es una mala práctica que conlleva un costo elevado ya que se está perdiendo aire durante todo el día. Por otro lado en el caso de que se mantuvieran cerradas y no se contara con el tiempo para realizar el trabajo cabía la posibilidad de que el condensado viajara por las tuberías y llegara a los equipos dañándolos y reduciendo la vida útil de la tubería por corrosión interna. En la Figura 5.1 se puede observar el tipo de válvulas con las que se contaba en los filtros de línea, así mismo se puede observar cómo, si se mantenía la llave cerrada por un día y se procedía a abrirla, salía una gran cantidad de agua.

Debido a lo anterior se procedió a realizar el cambio de las válvulas por purgas mecánicas automáticas de la marca Sullair en este caso el modelo “Mini-Zero air loss drain”, Figura 5.2.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 5.1 Purgas manuales existentes y agua contenida por falta de purga.

Para este caso se presenta un gran ahorro principalmente equivalente al tiempo y mano de obra del operario en realizar las purgas de los filtros, además de ello se reduce al 100% las pérdidas de aire comprimido al realizar las purgas, puesto que el modelo instalado presenta la ventaja que durante la descarga no se da escape de aire comprimido. Según (Sullair) Mini-Zero air loss drain “utiliza fuerzas magnéticas para operar el conjunto de válvulas de acción directa y es ideal en aplicaciones donde la potencia no está disponible, no es deseable o no es confiable.”



Fuente: (Sullair)

Figura 5.2 Purgas automáticas propuestas, marca Sullair modelo Mini Zero air loss drain.

Mediante la instalación del flujo-metro de aire comprimido se pudo comprobar que el caudal proveniente de mantener la válvula abierta correspondía a 2,9 acfm o su equivalente a $0,08 \text{ m}^3/\text{min}$. Por lo tanto el costo asumiendo una cantidad de horas de 7904 (horas de trabajo del compresor) se tiene el siguiente costo:

$$Costo_{\text{anual fuga por purga}} = 0,08 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times 7,4 \frac{\text{kW}}{\text{m}^3/\text{min}} \times 62,12 \frac{\text{¢}}{\text{kWh}} \times 7904 \text{ h} = \text{¢ } 290\ 670$$

$$Costo_{\text{anual fuga por purga}} = \text{¢ } 290\ 670 \cong \$ 522,7$$

Lo anterior corresponde al costo de únicamente una de las purgas por lo que al ser ambas del mismo diámetro se asume igual para las dos por lo que el costo total para ambas purgas es el siguiente:

$$Costo_{\text{anual fuga por purga}} = 290\ 670 \times 2 = \text{¢ } 581\ 340 \cong \$ 1045$$

En este caso el costo total de las purgas automáticas Mini-Zero air loss drain corresponde a \$359,97 por lo tanto el retorno simple de la inversión al tener un ahorro diario de \$2,86 es el siguiente:

$$PRS = \frac{\$359,97}{2,86 \text{ \$/día}} = 125,7 \text{ días}$$

Como se puede observar se presenta un periodo de retorno de la inversión bastante corto de aproximadamente 4 meses. En la Figura 5.3 se puede evidenciar la instalación de la purga automática.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 5.3 Instalación de purgas propuestas.

Instalación de pistolas de soplado según la aplicación y requerimiento necesarios.

Dentro de la red de aire comprimido con que se cuenta en la planta, la mayor parte de las salidas se utilizan para el soplado del producto en distintas aplicaciones, a su vez esto representa el mayor consumo de aire. Por ello es que se analizó que es necesario contar con pistolas de soplado que reduzcan el caudal de aire requerido, siempre y cuando se cumplan con las disposiciones del proceso. Al realizar un análisis de la situación actual se pudo observar que en la mayor parte de los casos no se cuenta con reguladores o salidas adecuadas para el aprovechamiento del aire comprimido, ya que, las salidas en su mayoría son controladas por válvulas de paso cuyas salidas no generan una correcta distribución del aire haciendo que se dé un flujo puntual y se requiera por un mayor tiempo del mismo. Es por esto que se proponen la utilización de boquillas que amplifiquen el caudal de aire y a su vez reduzcan significativamente el consumo.

En este caso se propone la utilización de las boquillas marca Silvent modelo 973 que se puede observar en la Figura 5.4, estas cuentan con un flujo regulable que va de los 0 a $1,22 \text{ Nm}^3/\text{min}$ a 100 psi lo cual es muy por debajo de los $3,31 \text{ Nm}^3/\text{min}$ a 100 psi que utilizaban las boquillas en el área de desenracke. A su vez están boquillas presentan un área de distribución de aire más amplio lo que facilita la limpieza de los perfiles de aluminio en un menor tiempo.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 5.4 Boquillas reductoras de consumo de aire propuestas.

Al realizar un estudio del ahorro con la utilización de este tipo de boquillas se tiene lo siguiente:

- Para el caso de la boquilla actual:

Se tienen 324 días laborados al año por lo que:

$$324 \times 24 h = 7\,776 h$$

Se asume un factor de utilización de un 10% por lo que nos da un total de 777,6 horas de soplado al año.

Al realizar la conversión a una base con las condiciones de la empresa por medio de la aplicación del fabricante Quincy Compressor nos da un total de $4 m^3 /min$

$$Costo_{anual\ soplado} = 4 \frac{m^3}{min} \times 7,4 \frac{kW}{m^3/min} \times 62,12 \frac{\$}{kWh} \times 776,6 h = \$ 1\ 427\ 974$$

$$Costo_{anual\ soplado} = \$1\ 427\ 974 \cong \$ 2\ 540$$

- Para el caso de las boquillas propuestas:

Se tienen 324 días laborados al año por lo que:

$$324 \times 24 h = 7\ 776 h$$

Se asume un factor de utilización de un 10% por lo que nos da un total de 777,6 horas de soplado al año.

Al realizar la conversión a una base con las condiciones de la empresa por medio de la aplicación del fabricante Quincy Compressor nos da un total de $1,47 m^3/min$

$$Costo_{anual\ soplado} = 1,47 \frac{m^3}{min} \times 7,4 \frac{kW}{m^3/min} \times 62,12 \frac{\$}{kWh} \times 776,6 h = \$ 524\ 780$$

$$Costo_{anual\ soplado} = \$524\ 780 \cong \$ 932,4$$

Como se puede observar en este caso al realizar el cambio se obtiene un ahorro de \$ 1 607,6 al año. Para determinar el retorno simple de la inversión se obtiene dividiendo el ahorro anual entre la cantidad de días laborados que corresponden a 313 días, lo que da un resultado de $5,14 \frac{\$}{dia}$:

$$PRS = \frac{\$280}{2852 \frac{\$}{dia}} = 54,5\ dias$$

Ahora bien cabe resaltar que existen otras 5 boquillas sopladoras las cuales existe la posibilidad de cambiarlas por las boquillas propuestas por lo que se realiza a su vez un cálculo para estas:

- Boquillas de soplado final de la línea de extrusión

En este caso son dos sopladoras y cada una presenta un consumo de $3,75 m^3/min$. Por lo que realizando la misma estimación en cuanto a horas de uso se tiene lo siguiente:

$$Costo_{anual\ soplado} = 3,75 \frac{m^3}{min} \times 7,4 \frac{kW}{m^3/min} \times 62,12 \frac{\$}{kWh} \times 776,6 h = \$ 1\ 338\ 726$$

- Boquillas de soplado preparación para tratamiento de pintura

En esta área se cuentan con dos boquillas sopladoras con un consumo unitario de $2,73 m^3/min$. Determinando el costo se tiene que:

$$Costo_{anual\ soplado} = 2,73 \frac{m^3}{min} \times 7,4 \frac{kW}{m^3/min} \times 62,12 \frac{\$}{kWh} \times 776,6 h = \$ 974\ 593$$

En el siguiente cuadro se muestra un resumen de los costos anteriores según área.

Tabla 5.1 Tabla resumen de costos y ahorro según área por cambio de boquillas.

Área	Cantidad	Costo Actual (\$)	Costo Propuesto (\$)	Ahorro (\$)	PRS (días)
Sopladoras extrusión	2	5 080	1 864	3 216	54,5
Sopladoras desenracked	2	4 730	1 864	2 866	61,2
Sopladoras preparo de pintura	2	3 344	1 864	1 480	118,4

Fuente: Elaboración propia (2017)

Como se puede observar en caso de realizar el cambio en todas las áreas se obtendría un ahorro equivalente \$ 7 562.

Instalación de sopladoras de aire, área pinturas

Actualmente en el área de pintura se cuenta con una salida de aire comprimido que es utilizada únicamente para la limpieza de los trabajadores, con el fin de retirar el polvo producto del proceso. Como es de conocimiento el costo del aire comprimido es sumamente alto y dicho fin no es justificable; es por ello que se propone la instalación de un soplador de aire. El soplador seleccionado corresponde al modelo Light Duty Vacuum/Blower de Mc Máster y su potencia es de tan solo 0,38 kW y por ende su consumo eléctrico es muy reducido al ser utilizado paulatinamente.

El costo del mismo es de aproximadamente \$150. En la Figura 5.5 se puede observar el soplador propuesto para dicha área.



Fuente: Mc Máster (2017)

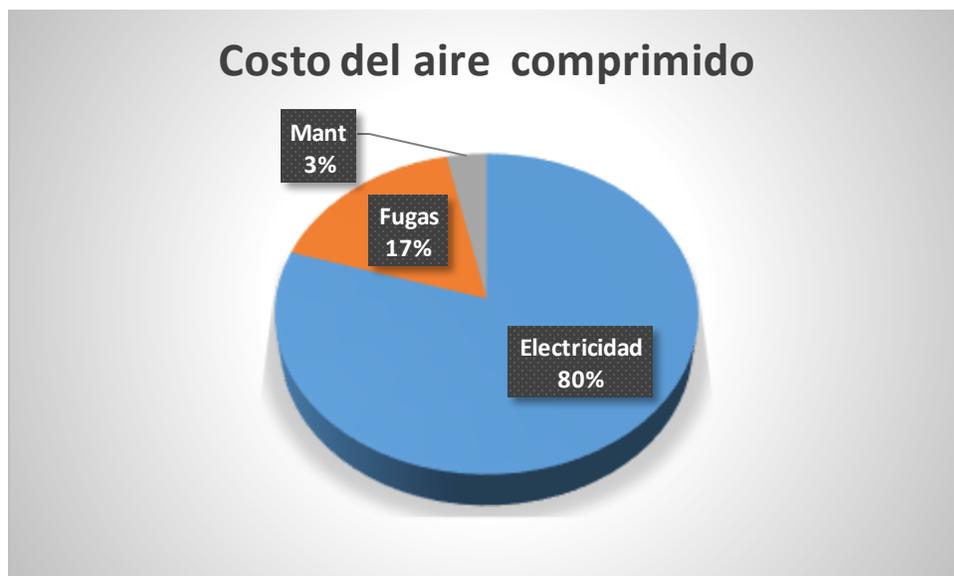
Figura 5.5 Soplador de aire propuesto

Capítulo 6 : Estudio financiero

El aire comprimido representa un costo importante de la facturación eléctrica de una empresa, es por ello que existe la importancia de mantener la instalación en óptimas condiciones y asegurar su eficiencia con el fin de disminuir todo aquel proceso innecesario que aumente el consumo eléctrico. En el caso de la empresa Extralum no es la excepción, en este caso el costo del aire comprimido se divide en tres principales factores:

- a) Mantenimiento de compresores
- b) Consumo eléctrico
- c) Costo por fugas

A lo anterior es necesario sumarle el costo de la inversión sin embargo para determinar el costo del aire comprimido en la empresa no se toma en cuenta dicho factor. En el siguiente gráfico se puede observar el porcentaje que representa cada uno de los rubros antes mencionados.



Fuente: Elaboración propia (2017)

Figura 6.1 Porcentaje de costos de cada una de las variables de aire comprimido para la empresa.

Como se puede observar el principal costo es representado por el consumo eléctrico, sin embargo las fugas aumentan significativamente el costo del mismo, puesto que representan un 17%.

Costo por consumo eléctrico

Generalmente, en las industrias el consumo eléctrico representa uno de los costos más altos de ahí que cada vez más las empresas se preocupan por incentivar los programas de ahorro de energía. En este caso para la empresa Extralum el consumo eléctrico producto del aire comprimido representa un monto significativo por lo que se desea implementar oportunidades de conservación de la energía.

Ahora bien determinar el monto real producto de la producción de aire es un poco difícil, pues no se cuenta con dataloggers o medidores en tiempo real del consumo eléctrico; sin embargo se realiza una estimación del mismo con el fin de tener un panorama cercano. Para realizar dicho proceso es necesario la utilización de un amperímetro de gancho con el fin de medir la corriente en cada una de las líneas, pues es un sistema trifásico. Posteriormente mediante la siguiente formula se determina la potencia consumida:

$$P = \frac{\sqrt{3} * V * I * fp}{\eta}$$

Donde:

P: Potencia consumida por el compresor

V: Voltaje de línea, 480V en este caso

I: Corriente medida con la utilización del amperímetro

fp: Factor de potencia del sistema, se utiliza 0,95 que es el fp de la planta

η: Eficiencia del sistema, 95,4% para los compresores de la empresa

Cabe recalcar que la potencia del compresor no se mantiene fija durante todo el tiempo de trabajo, puesto que el compresor se mantiene tanto en carga como en descarga, es por ello que existe una dificultad para estimar el consumo eléctrico real pues los tiempos de carga y descarga dependen del consumo de aire de la empresa, el cual no es del todo constante. Debido a los anterior se realiza una estimación del tiempo promedio que se mantiene el compresor en carga y descarga, para así poder multiplicar la potencia obtenida en cada uno de los lapsos por el tiempo total y el costo del kilo Watt hora de la empresa.

En las siguientes tablas se muestran los datos obtenidos de la potencia eléctrica del compresor.

Tabla 6.1 Potencia eléctrica del compresor en carga

Medición	Voltaje Nominal (V)	Eficiencia	fp	Corriente (I)	Potencia (KW)
1	460	95,4%	0,95	94,1	74,7
2	460	95,4%	0,95	93,5	74,2
3	460	95,4%	0,95	97,2	77,1
4	460	95,4%	0,95	93,0	73,8
5	460	95,4%	0,95	95,6	75,8
6	460	95,4%	0,95	95,7	75,9
7	460	95,4%	0,95	96,9	76,9
Promedio					75,5

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 6.2 Potencia eléctrica del compresor en vacío

Medición	Voltaje Nominal (V)	Eficiencia	fp	Corriente (I)	Potencia (KW)
1	460	95,4%	0,95	63,4	50,3
2	460	95,4%	0,95	60,9	48,3
3	460	95,4%	0,95	60,4	47,9
4	460	95,4%	0,95	62,2	49,3
5	460	95,4%	0,95	56,3	44,7
6	460	95,4%	0,95	60,9	48,3
7	460	95,4%	0,95	59,9	47,5
Promedio					48,1

Fuente: Elaboración propia (2017)

Una vez obtenidos el dato de potencia eléctrica consumida se procede a realizar el cálculo de costo de la energía. Ahora bien se sabe que el compresor trabaja aproximadamente 7904 horas al año, realizando distintas mediciones se tiene que por año el compresor pasa en carga 4900,5 horas mientras que en descarga las restantes 3003,5 horas. Los datos anteriores se determinan de las mediciones de tiempo de carga y descarga del compresor que se encuentra en el apartado de anexos. Con la información anterior se puede estimar el costo relativo al consumo eléctrico anual de la siguiente manera

- Consumo en tiempo de carga del compresor

$$Costo = h_{uso} \times \text{¢}/KWh \times KW$$

$$Costo = 4900,5h \times \frac{\text{¢}62,12}{KWh} \times 75,5$$

$$Costo = \text{¢} 22 983 639 \cong \$ 40 181$$

- Consumo en tiempo de descarga o vacío del compresor

$$Costo = h_{uso} \times \text{¢}/KWh \times KW$$

$$Costo = 3003,5h \times \frac{\text{¢}62,12}{KWh} \times 48,1$$

$$Costo = \text{¢} 8 974 374 \cong \$ 15 690$$

Si se sumasen ambas cantidades, se obtiene que la empresa destina aproximadamente \$55 871 por concepto de consumo eléctrico.

Costo por concepto de mantenimiento

En la empresa como ya se ha mencionado anteriormente se cuentan con dos compresores uno de 74,6 kW y otro de 37,3 kW ambos marca Sullair. Las tareas de mantenimiento para los compresores contemplan tareas básicas de mantenimiento preventivo, ya que la planta no cuenta con programas de mantenimiento predictivo

como tal, mientras que en el caso de mantenimiento correctivo cuando el compresor de 74,6 kW falla se utiliza el de 37,3 kW como respaldo mientras se soluciona el problema.

El programa de mantenimiento preventivo contempla tareas como lo son limpieza de filtros de aire, aceite y de línea, cambios de aceite, revisión de conexión eléctricas y toma de lecturas entre otras. En este caso el costo por concepto de mantenimiento se tomara únicamente por mano de obra del operario ya que no se tiene los registros de costos de repuestos. Para ello se toma el costo de hora trabajada en promedio para los técnicos de la planta, que corresponde a ¢ 4 110 contemplando cargas sociales. Posteriormente se cuenta con el tiempo asignado para cada una de las tareas, que en total suman 325,25 horas anuales. Lo que a su vez corresponde a:

$$Costo_{Mantenimiento} = 325,25 \times 4110 = \text{¢ } 1\,336\,777,5$$

Es posible observar que si bien el costo por mantenimiento representa un monto importante es reducido en comparación con el consumo eléctrico.

Costo del proyecto

Ahora bien como todo proyecto de inversión debe justificarse su implementación mediante un estudio económico. En este caso se va a utilizar el Valor Actual Neto con el fin de determinar dos panoramas; el primero corresponde a conocer la cantidad de años requeridos para recuperar la inversión y además de ello conocer el dinero ahorrado en un determinado período de tiempo. En este caso se requieren conocer tres factores importantes como lo son:

- Inversión inicial
- Ahorro anual o ganancias estimadas gracias a la implementación del proyecto
- Trema

Inversión inicial

La inversión inicial básicamente corresponde al costo total de la implementación del proyecto; los principales aspectos a tomar en cuenta en dicho rubro son:

- a) Costo de materiales
- b) Costo por mano de obra
- c) Imprevistos

En el caso de los costos de materiales para el proyecto propuesto toma en cuenta tubería en los distintos diámetros requeridos, accesorios, tanque pulmón, purgas automáticas entre otros. Por otro lado en lo que respecta al rubro correspondiente a mano de obra se toma como un costo del 50% del total de los costos por materiales puesto que la empresa por políticas internas busca que los proyectos sean cubiertos en su mayor parte por los técnicos de la misma, con el fin de reducir los costos. Finalmente, los imprevistos es un rubro de suma importancia ya que es un monto adicional que se contempla en la inversión, con el fin de destinarlos en caso de que ocurra alguna eventualidad o sea necesario alguna compra adicional por algún aspecto que no se consideró en el diseño inicial; para este caso se toma como un 8% del costo de los materiales.

Ahorro anual

Con el fin de justificar un rediseño se debe obtener un ahorro significativo con el fin de no incurrir en un gasto innecesario y darle el adecuado uso al dinero de la empresa. Es por ello que para realizar un flujo de caja en el proyecto propuesto, se toma el ahorro previsto anualmente a partir del primer año de la puesta en marcha. En este caso los aspectos de ahorro se encuentran gracias a la reducción de fugas en la implementación de una nueva red, el ahorro en consumo de aire por las boquillas propuestas y la implementación de purgas automáticas. Cabe recalcar que existen ahorros adicionales como lo son la instalación de un tanque pulmón adecuado para la red de distribución que reduce los tiempos de carga del compresor y la implementación de los variadores de frecuencia; sin embargo no es posible

determinar a ciencia cierta un costo por ahorro real sin realizar un muestreo significativo en cuanto a consumo eléctrico una vez implementado el proyecto por lo que no se toma en cuenta.

Es importante recalcar que para el caso propuesto se realiza una devaluación en el ahorro como un 2% anual sobre el año anterior. Esta depreciación se debe a que se toma en cuenta que con el pasar de los años aumenta el porcentaje de fugas así como el deterioro de los equipos.

TREMA

Es la tasa de rendimiento mínima aceptable y es directamente proporcional a la inflación, puesto que para su cálculo, se toma en cuenta dicho valor más un factor de riesgo. Esta variable determina el porcentaje mínimo de retorno que la empresa desea obtener al implementar el proyecto. Generalmente la TREMA es un valor fijo en la empresa, y en este caso para Extralum, es de un 15%.

Finalmente se realiza el cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR) la cual se compara con la TREMA puesto que si la TIR es mayor que la TREMA se acepta el proyecto caso contrario se rechaza.

Para el estudio realizado se utiliza hierro galvanizado tanto para la tubería como para los accesorios esto con cédula 40. Se estima la cantidad de tubos requeridos, así como cada uno de los accesorios y se multiplica por su costo. En este caso se realizó la cotización a la empresa Depósito de Maderas El Pochote, en las siguientes tablas se presentan los resultados obtenidos:

Tabla 6.3. Costo de la tubería de hierro galvanizado cedula 40

Diámetro(mm)	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
65	15	83,7	1.255,6
50	9	53,0	477,3
40	17	39,4	669,9
32	19	33,0	626,1
25	30	24,3	727,7
20	17	16,7	283,4
15	38	12,3	468,0

Fuente: Elaboración propia (2017)

Tabla 6.4 Costos por accesorios

Elemento	Diámetro(mm)	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Codo	65	6	3,8	23,1
	50	0	3,5	0,0
	40	6	2,3	13,9
	32	19	1,7	33,1
	25	11	1,2	12,9
	20	38	0,8	28,7
	15	136	0,5	71,3
Tes	65	8	9,3	74,2
	50	8	4,4	34,8
	40	9	2,8	25,6
	32	7	2,3	15,8
	25	21	1,5	31,7
	20	14	1,0	13,5
	15	40	0,7	27,3
Válvulas	65	2	42,4	84,7
	50	2	35,2	70,3
	40	3	22,8	68,3
	32	6	15,5	93,0
	25	5	10,0	50,0
	20	11	6,2	67,7
	15	28	4,2	116,4

Fuente: Elaboración propia (2017)

Además de la tubería y los accesorios como codos, válvulas y tes, es necesaria la instalación de elementos adicionales que aumenten la eficiencia de la red. Dichos elementos buscan disminuir el consumo de aire comprimido de la empresa, en la siguiente tabla se contemplan dichos elementos.

Tabla 6.5 Costos por elementos adicionales requeridos para el proyecto

Elemento	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Tanque pulmón	1	18.786,3	18.786,3
Purgas de aire	2	159,3	318,6
Boquillas reductoras	6	250	1.500

Fuente: Elaboración propia (2017)

Finalmente, como en todo proyecto, se presentan imprevistos los cuales deben ser contemplados dentro del presupuesto destinado. En este caso el monto asignado busca suplir los gastos por reducciones de diámetros, soportería, acoples así como todos los elementos que surjan en el camino. Para suplir adecuadamente dichos insumos se toma un 8% del costo total de los materiales antes mencionados como imprevistos. Por otro lado en los proyectos es importante considerar el costo de mano de obra pues esta representa un monto importante dentro de la instalación; pese a que en la empresa se tiene la política de realizar los proyectos con personal interno para disminuir costos, las horas hombre representan un costo en la planilla del departamento de mantenimiento. Debido a lo anterior se propone utilizar como costo por mano de obra un 50% del costo total de los materiales.

Tabla 6.6 Resumen de costos para el proyecto

Factor	Monto (\$)
TREMA	15%
Inversión inicial	26.061
Imprevistos	2.085
Mano de obra	18.243
Ahorro anual	15.778

Fuente: Elaboración propia (2017)

Con los factores anteriores se puede realizar un flujo efectivo de caja con el fin de determinar el VAN del proyecto, para este caso se toman 10 años para realizar el análisis pues pese a que la vida útil es de 15 años en la empresa se tiene la política de estudiar los proyectos a 10 años plazo. Una vez realizado lo anterior se estima el TIR para compararlo con la TREMA. En la siguiente tabla se tabulan los resultados obtenidos.

Tabla 6.7 Resultados obtenidos del análisis financiero

Variable	Resultado
VAN Proyecto	\$ 27.677
TIR	30,2%

Fuente: Elaboración propia (2017)

Como se puede observar en la Tabla 6.7 se obtienen buenos resultados con la implementación del proyecto, ya que nos brinda un resultado positivo en el VAN del proyecto y comparando la TIR con la TREMA se obtiene un valor de la TIR superior lo que respalda al mismo. De lo anterior se puede resumir que el rediseño de la red de aire comprimido es completamente viable.

Capítulo 7 Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- A. Se determinó que la caída de presión del sistema actual se encuentra por encima del 4% recomendado, puesto que su valor es de 8,33%.
- B. Se determinó que existen $1,88 \text{ m}^3/\text{min}$ de pérdidas producto de fugas, lo que es equivalente a un 23,9% del caudal máximo de la empresa; que a su vez se traduce en una pérdida anual de aproximadamente \$11 959.
- C. Se realizaron los planos de la red actual de la empresa, los cuales se pueden consultar en el CD.
- D. Se establecieron oportunidades de conservación de la energía que potenciaran el aprovechamiento del aire comprimido de la planta y redujeran el consumo eléctrico de la misma.
- E. Se realizó el rediseño de la red de aire comprimido que satisficiera una caída de presión menor a un 4% y las pérdidas por fugas de un máximo de 15% para hierro galvanizado.
- F. Se determinó por medio de un estudio financiero, utilizando la herramienta de valor actual neto, que el proyecto es viable y sus costos se ven justificados por un ahorro propuesto.

Recomendaciones

Es recomendable realizar el cambio de la red actual, debido a la antigüedad de la misma. En caso de mantener la instalación se recomienda realizar un estudio de espesores de tubería, esto mediante ultrasonido con el fin de verificar que tramos se encuentran con una mayor corrosión interna y proceder al cambio de dichas secciones. Además de ello la línea de distribución no cuenta con cuellos de ganso para los bajantes de aire, sino más bien las salidas se realizan por la parte inferior de la tubería, es por ello que se aconseja la instalación de cuellos de ganso en los bajantes.

En la red existen puntos de concentración de condensado, por lo que en este caso se sugiere instalación de purgas automáticas con el fin de disminuir la cantidad de agua presente en el sistema.

Por otro lado se recomienda realizar inspecciones al menos un domingo al mes, lo anterior con el fin de ubicar nuevas fugas, así como cualquier otro problema que pueda presentar la línea.

Bibliografía

- Atlas Copco. (2010). *Compressed Air Manual* (7 ed.). Belgium: Atlas Copco Airpower NV.
- Boge. (s.f.). *Compressed air compedium*. Obtenido de www.boge.com
- Distritec. (2016). *Filtros para aire comprimido*. Obtenido de <http://www.distritec.com.ar/drecaf/pdfs/FILTROS%20FCD.pdf>
- Fernández, P. (s f.) *Compresores*. Obtenido de Departamento de ingeniería eléctrica y energética, Universidad de Cantabria: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf
- Garro Zavaleta, A. (2016). *Aire Comprimido*. Cartago, Costa Rica.
- Kaeser Compressor. (2007). *Designing your compressed air system. How to determined the system you need*. Fredericksburg.
- Kaeser Compressors. (2015). *Guía de instalación de sistemas de aire comprimido. Consideraciones de diseño para un sistema de aire comprimido confiable, eficiente y seguro*. Querétaro, México.
- Parker-Transair. (2011). *Transair: Sistemas de tubos avanzados para fluidos industriales. Normas de calidad del aire*. Obtenido de http://www.parkertransair.com/jahia/webdav/site/transair/shared/Download/pdf/airqualityES_BD.pdf
- Richmond. (1999). *Fundamentals of compressed air systems*. Washington: Laurel and Associates, Ltd.
- Royo, E. C. (1977). *Aire Comprimido, Teoría y cálculo de las instalaciones*. Barcelona: Gustavo Gili S.A.

- SCE&G. (s.f.). *Calculating Energy Cost to Operate a Compressor*. Obtenido de scegbusiness:
<http://www.scegbusiness.com/Article.aspx?userID=351124&articleID=226>
- Sullair. (2004). Sullair variable capacity compressors. *The energy efficient alternative*. Michigan : Sullair Corporation.
- Sullair. (2014). *Two-Stage Rotary Screw Air Compressors*.
- Sullair. (2014). *Single-Stage Rotary Screw Air Compressors*.
- Sullair. (2016). *Refrigerated Compressed Air Dryers*.
- Sullair. (s.f.). The Mini, Magnetically operated zero air loss condensate drain.
- Universidad de Oviedo. (Abril de 2006). Instalación de aire comprimido. *Seminarios de instalaciones de fluidos*. Gijón, España.
- Wilkerson Corporation. (1999). *Tratamiento completo del aire comprimido*. Obtenido de <http://www.elion.es/descargar/catalogos/catalogos-representadas/catalogos-pdf/wilkersonG.pdf>

Apéndices

Planos

Los planos tanto de la red actual como de la propuesta se pueden consultar en el disco entregado.

Mediciones de tiempos de carga y descarga del compresor

<u>Tiempos de Carga (s)</u>	<u>Tiempos en vacío (s)</u>
54,3	46,6
54,3	34,6
53,1	35,1
55,2	31,2
47,9	34,4
72,3	32,6
58,2	38,2
90,1	34,6
47,4	32,6
49,1	35,6
50,3	32,1
58,8	31,8
120,0	32,1
78,0	34,0
54,1	36,1
60,0	30,1
56,8	32,1
65,0	31,5
53,9	33,1
47,1	29,8
67,0	32,4
52,1	33,1
54,5	32,8
58,1	31,7
50,3	31,2
53,2	32,4
55,2	31,9
59,6	32,1
58,7	32,4
57,3	31,2
55,8	33,4
65,0	30,4

Anexos

Cotización medidor de flujo de aire comprimido.

El uso ineficiente de energía es una desventaja competitiva



www.procoen.com
Teléfono 72983003
Correo ingenieria@procoen.com



Cotización

1299-2017

Fecha:	15 de marzo de 2017	Tiempo de entrega:	2 semanas
Cliente:	Extralum	Fabricante:	CDI Meters
Contacto:	Fernando Solano	Terminos:	Entrega Local
Proyecto:	Medidores de Aire comprimido		

Item	Cantidad	Descripción	Unitario	Total
1	1	Medidor de flujo de aire comprimido modelo CDI 25-07S para tubería de acero de 3/4 " SCH 40, avisan con una luz LED parpadeante cuando hay alguna gotera o un uso excesivo. No incluye adaptadores	\$ 335.00	\$ 335.00
3	1	Guía para perforar los tubos universal modelo 5200-DG para la instalación del CDI 25	\$ 70.00	\$ 70.00
4	1	Adaptador para 24VDC modelo 25-PS-WP para alimentar eléctricamente el medidor de aire comprimido CDI 25	\$ 50.00	\$ 50.00
6	1	Set de dos tapones 5200-07S-BR para un medidor de 3/4" nominal pipe size	\$ 100.00	\$ 100.00
7	1	Importación (Seguro e impuestos incluido) *		\$ 241.00
TOTAL				\$ 796.00

Notas:
La oferta **no incluye** instalación de los equipos
Validez de la oferta 30 días
Forma de pago 50% con la orden y 50% contra entrega
Precio basado en las cantidades ofrecidas
*Costos de importación pueden variar

Atentamente

Ing Edward Sacasa
Ingeniero de Ventas

CDI 25

LOCAL FLOW MONITOR FOR COMPRESSED AIR

- Low cost permits monitoring of loads throughout an industrial plant
- Alarm functions indicate when leakage has developed or usage has become excessive
- Totalizing function allocates usage and cost
- Complete flowmeter in one package



The CDI 25 represents a price-performance breakthrough in compressed-air metering. It fills a need for low-cost measurement of air usage by individual pieces of industrial equipment. It indicates leakage and excessive usage locally with blinking lights, thereby eliminating the need for central monitoring and enabling equipment operators and maintenance mechanics to observe and respond to developing problems.

The CDI 25 is based on CDI's proven technology, but it has been streamlined to reduce cost, reduce material usage and facilitate installation. The meter measures flow by maintaining one of its two probes warmer than the other; it calculates flow from the amount of heat required. Current flow, as well as minimum, average and totalized flows can be seen on a four-digit display.

AVAILABLE SIZES		
Pipe Size	Calibrated Range (scfm)	Model No.
½ in. IPS	1 - 80	CDI 25-055
¾ in. IPS	1 - 120	CDI 25-075
1 in. IPS	1 - 160	CDI 25-105
¾ in. Cu	1 - 120	CDI 25-07C
1 in. Cu	1 - 160	CDI 25-10C

SPECIFICATIONS

Accuracy:

5 percent of reading plus one percent of full scale at an air temperatures from 40 to 120 degrees Fahrenheit and a pressure of 100 psig.

Fluids:

Compressed air and nitrogen

Operating pressure:

200 psig. maximum

Input power:

250 mA at 24 Vdc

Materials exposed to measured fluid:

Aluminum, stainless steel, gold, thermal epoxy and Buna-N (seal)

Display:

Four-digit LED display

Response time:

One second to 63 percent of final value

Cotizaciones filtro de línea y purgas automáticas



Página 1 de 2

Cotización No. 272311

10 de Marzo del 2017

Señor(a) (es)

EXTRUSIONES DE ALUMINIO, S.A. (EXTRALUM) (8278)

Presente

Atención: Señor(a) Oscar Quesada
2277-1900
oquesada@extralum.net
Tel: 22771900 / Fax: 2277-1955

Id Mercadeo:

Asunto/Referencia:
OFERTA DE REPUESTOS

Estimado (a) (s) Señor (a) (es):

Tenemos el agrado de presentar para su evaluación nuestra cotización por el siguiente concepto:

Código	Descripción	Cant.	Precio/Unit.	Total
17818	ELEMENTO, FILTRO DE LINEA MPF-170, 250, 300	1.00	311.82	311.82
(*) Artículo exonerado del Impuesto de ventas				
SUBTOTAL.....				311.82
(+ Impuestos de Ventas.....				40.54
PRECIO TOTAL (DOLARES)				352.36



Cédula Jurídica: 3-101-008736-08
Tel: (506) 2296-9010 Fax: (506) 2220-1854
www.corporacionfont.com



Página 1 de 2

Cotización No. 270060

31 de Enero del 2017

Señor(a) (es)

EXTRUSIONES DE ALUMINIO, S.A. (EXTRALUM) (8278)

Presente

Atención: Señor(a) Henry Jimenez Almengor
25731423
hjimenez@extralum.co.cr
Tel: 22771900 / Fax: 2277-1955

Id Mercadeo:

Asunto/Referencia:
OFERTA DE REPUESTOS

Estimado (a) (s) Señor (a) (es):

Tenemos el agrado de presentar para su evaluación nuestra cotización por el siguiente concepto:

Código	Descripción	Cant.	Precio/Unit.	Total
02250182-546	DRENAJE MAGNETICO MINI ZERO LOSS	3.00	159.28	477.84
(*) Artículo exonerado del impuesto de ventas				
SUBTOTAL.....				477.84
(+ Impuestos de Ventas.....				62.12
PRECIO TOTAL (DOLARES)				539.96

Cotización de tanque pulmón

EQUIPOS NEUMÁTICOS S.A.

Ced. Jur.: 3-101-196524
Del Servicentro La Tropicana Alajuela 300 metros Sur
Alajuela, Costa Rica. Apdo. 142-4050
Tel: 2441-2627 / 2430-6997 / 2430-7282
E-mail: equiposneumaticos@enesa.net



Fecha: 21 de abril del 2017
Cotización N°: 106IR-2017

OFERTA ECONÓMICA

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	Tanque Vertical de hierro galvanizado capacidad: 3000 LITROS Presión Máxima: 11 BAR Accesorios: Manómetro y válvula de seguridad	\$17,500.00	\$17,500.00
Subtotal 1:			\$17,500.00
Descuento:			\$875.00
Subtotal 2:			\$16,625.00
Impuesto de Ventas 13%:			\$2,161.25
Precio Total:			\$18,786.25



Cotización tubería y accesorios



DEPOSITO DE MADERAS EL POCHOTE S.A.

525 OESTE DEL MERCADO DE CARTAGO
 Teléfono: 591-6920 Fax: 2551-60-65
 Cédula Jurídica 3-101-058492-17, e-mail: info@elpochote.com

COTIZACION DE MATERIALES

CLIENTE: EXTRUSIONES DE ALUMINIO S.A.

FECHA: 09 de mayo del 2017

Cotización No. **215459**

MONEDA: COLONES

PRECIO DE CREDITO

item	Cant.	Descripción	P. Unitario	P. Total
34	3.00	TUBO HG 1.1/4 CED40	18,815.00	56,445.00
35	4.00	TUBO HG 1.1/2 CED40	22,500.00	90,000.00
36	4.00	TUBO HG 2 CED40	30,282.00	121,128.00
37	7.00	TUBO HG 2.1/2 CED40	47,798.00	334,586.00
38	0.00		0.00	0.00
21	6.00	UNION HG 1 CED40	500.00	3,000.00
22	6.00	UNIN HG 1.1/4 CED40	713.00	4,278.00
23	6.00	UNION HG 1.1/2 CED40	863.00	5,178.00
24	6.00	UNION HG 2 CED40	1,345.00	8,070.00
25	5.00	REDUCC. CAMPANA HG 3/4*1/2 CED40	400.00	2,000.00
26	3.00	REDUCC. CAMPANA HG 1*3/4 CED40	520.00	1,560.00
27	4.00	REDUCC. CAMPANA HG 1.1/4*1 CED40	763.00	3,052.00
28	2.00	REDUCC. CAMPANA HG 1.1/4*1 CED40	932.00	1,864.00
29	4.00	REDUCC. CAMPANA HG 2*1.1/2 CED40	1,415.00	5,660.00
30	2.00	REDUCC. CAMPANA HG 2.1/2*2 CED40	2,652.00	5,304.00
31	3.00	TUBO HG 1/2 CED40	7,033.00	21,099.00
32	3.00	TUBO HG 3/4 CED40	9,518.00	28,554.00
33	4.00	TUBO HG 1 CED40	13,850.00	55,400.00
1	4.00	LLAVE BOLA BRONCE 1/2	2,377.00	9,508.00
2	10.00	LLAVE BOLA BRONCE 3/4	3,521.00	35,210.00
3	4.00	LLAVE BOLA BRONCE 1.1/4	8,870.00	35,480.00
4	5.00	LLAVE BOLA BRONCE 1.1/2	13,016.00	65,080.00
5	5.00	LLAVE BOLA BRONCE 2	20,110.00	100,550.00
6	6.00	CODO HG 1/2 CED40	300.00	1,800.00
7	6.00	CODO HG 3/4 CED40	432.00	2,592.00
8	6.00	CODO HG 1 CED40	670.00	4,020.00
9	7.00	CODO HG 1.1/4 CED40	995.00	6,965.00
10	5.00	CODO HG 1.1/2 CED40	1,326.00	6,630.00
11	7.00	CODO HG 2 CED40	1,989.00	13,923.00
12	8.00	TEE HG 1/2 CED40	390.00	3,120.00
13	8.00	TEE HG 3/4 CED40	550.00	4,400.00
14	8.00	TEE HG 1 CED40	863.00	6,904.00
15	8.00	TEE HG 1.1/4 CED40	1,294.00	10,352.00
16	8.00	TEE HG 1.1/2 CED40	1,627.00	13,016.00
17	8.00	TEE HG 2 CED 40	2,490.00	19,920.00
18	8.00	TEE HG 2.1/2 CED40	5,305.00	42,440.00
19	6.00	UNION HG 1/2 CED 40	237.00	1,422.00
20	6.00	UNION HG 3/4 CED40	300.00	1,800.00