

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**



**Rediseño de red de distribución de aire comprimido en Planta
Geotérmica Pailas I**

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el grado de Licenciatura en
Ingeniería en Mantenimiento Industrial

**Dumas Ramírez Zamora
Cartago, 2018**



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board
Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 2018-06-04

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Dumas Ramírez Zamora

carné No. 201264583, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 2018-06-06, con el título Rediseño de red de distribución de aire comprimido en Planta Geotérmica Pailas I

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:  _____

Correo electrónico: dumasrz@gmail.com

Cédula No.: 702280183

Datos personales

Nombre completo: Dumas Junior Ramírez Zamora

Número de cédula: 702280183

Número de carné: 201264583

Edad: 23

Número de teléfono: 89792163

Correos electrónicos: dumasrz@gmail.com

Dirección exacta de domicilio: Upala, Aguas Claras, 600 m este del Liceo Aguas Claras

Datos de la Empresa

Nombre: Planta Geotérmica Pailas I

Actividad Principal: Generación de electricidad

Dirección: Liberia, Curubandé, 8 km noreste de la Escuela de Curubandé.

Contacto: Gustavo Hernández Carvajal

Teléfono: 2000-2769

Dedicatoria:

A mis padres, que siempre quisieron verme graduado del TEC y trabajaron duro para que lograra mi objetivo aunque estuviera lejos de ellos.

A mi esposa, pilar en mi vida.

A mi principal motor de vida, mi máxima motivación, por el que busco un futuro mejor: mi hijo, Dénick.

Agradecimientos:

Principalmente a Dios, por tantas bendiciones a lo largo de la carrera.

A mis padres y hermanas, por su apoyo.

A mi esposa, por tanta paciencia y apoyo incondicional.

A todos mis amigos y compañeros, que me han acompañado en este proceso.

A los profesores, que me han ayudado a llegar hasta aquí.

Al personal de Pailas, por recibirme, ayudarme y hacerme sentir cómodo en este período.

Índice

Resumen.....	15
Abstract.....	16
Capítulo 1 Introducción	17
1.1. Reseña de la Empresa.....	18
1.1.1. Misión Grupo ICE	19
1.1.2. Visión Grupo ICE.....	19
1.1.3. Planta Geotérmica Pailas I	19
1.1.4. Descripción del proceso productivo.....	20
1.2. Planteamiento del problema	22
1.3. Objetivos del proyecto.....	23
1.3.1. Objetivo General:.....	23
1.3.2. Objetivos Específicos:	23
1.4. Justificación	24
1.5. Viabilidad	25
1.6.1 Alcances.....	26

1.6.2	Limitaciones	27
Capítulo 2 Marco teórico		28
2.1.1.	Presión:	28
2.1.2.	Densidad	29
2.1.3.	Temperatura.....	30
2.1.4.	Leyes de gases	30
2.2.	Compresores	34
2.2.1.	Compresor de pistón	35
2.2.2.	Compresor de membrana o diafragma.....	36
2.2.3.	Compresores de paletas	37
2.2.4.	Compresor de tornillo	38
2.2.5.	Compresores de tornillo exentos de aceite	39
2.2.6.	Soplantes Roots	40
2.3.	Posicionador	41
2.4.	Tratamiento de aire	42
2.4.1.	Humedad absoluta	44

2.4.2.	Humedad de saturación	44
2.4.3.	Refrigerador posterior.....	46
2.4.4.	Secador frigorífico	46
2.4.5.	Sobre-compresión	47
2.4.6.	Secado por absorción.....	47
2.4.7.	Secado por adsorción.....	48
2.4.8.	Secadores de membrana	50
2.4.9.	Aceite en el aire.....	51
2.4.10.	Microorganismos en el aire comprimido.....	51
2.5.	Aire libre.....	54
2.6.	Distribución del aire comprimido	57
2.6.1.	Disposición de redes de aire comprimido.....	58
2.6.2.	Depósito de aire	66
2.6.4.	Herramientas de Kaeser	69
2.7.	Ahorro en sistemas de aire comprimido.....	70
2.7.1.	Presión de trabajo	70

2.7.2.	Consumo de aire	71
2.7.3.	Método de regulación	72
2.7.4.	Calidad del aire.....	73
2.7.5.	Mantenimiento	74
2.7.6.	Planificación del mantenimiento	75
Capítulo 3 Sistema actual de aire comprimido		76
3.1.	Introducción	76
3.2.	Presión de trabajo	78
3.3.	Consumo de equipos	79
3.3.1.	Recorrido de la red para tomar los datos de placa	80
3.3.2.	Recopilar los manuales de usuario.....	83
3.3.3.	Revisar los datos de modulación de las válvulas	85
3.3.4.	Estimar los consumos	87
3.4.	Comprobación de diámetros actuales.....	89
3.5.	Fugas en el sistema de aire comprimido.....	92
Capítulo 4 Rediseño para la red de aire comprimido		96

Capítulo 5 Análisis económico	106
5.1. Ahorro debido a corrección de fugas	106
5.2. Viabilidad económica del proyecto.....	107
Conclusiones.....	112
Recomendaciones	113
Bibliografía	114
Capítulo 6 Anexos.....	116
Anexo I : Hojas de datos de los equipos	116
Anexo II : Fugas encontradas en la red	122
Anexo III : Cotizaciones	125

Índice de Figuras

Figura 1.1 Planta Geotérmica Pailas I.....	20
Figura 1.2 Diagrama de generación geotérmica tipo binario.....	21
Figura 2.1 Diagrama de uso de presión y vacío como sistema de proceso continuo.....	33
Figura 2.2 Clasificación de compresores	34
Figura 2.3 Compresor de pistón.....	36
Figura 2.4 Compresor de diafragma	37
Figura 2.5 Compresor de paletas.....	38
Figura 2.6 Proceso de compresión en compresor de tornillo	39
Figura 2.7 Compresor Roots.....	41
Figura 2.8 Red de circuito cerrado.....	59
Figura 2.9 Red de circuito abierto	60
Figura 2.10 Nomograma para calcular el diámetro de tuberías	61
Figura 2.11 Longitud equivalente de los accesorios en tuberías	63
Figura 2.12 Ejemplo de cálculo de diámetro usando nomograma	64

Figura 2.13 Calculadora Kaeser de diámetro de tubería.....	70
Figura 3.1 Compresor Ingersoll Rand	77
Figura 3.2 Secador regenerativo Ingersoll Rand.....	77
Figura 3.3 Curva de rendimiento en función de la presión.....	79
Figura 3.4 Ejemplo de fotografías de datos de placa	81
Figura 3.5 Ejemplo de manuales recolectados	84
Figura 3.6 Gráfico de modulación de las válvulas.....	86
Figura 3.7 Muestra de archivo con datos de apertura de válvulas.....	87
Figura 3.8 Fuga en llave que va hacia la válvula de flujo mínimo de pentano	93
Figura 3.9 Medición de presencia de pentano	94
Figura 3.10 Fuga corregida con soldadura en llave de válvula de flujo mínimo de pentano.....	94
Figura 3.11 Fuga corregida con teflón en tapón.....	95
Figura 3.12 Trabajo de cambio de empaque en válvula de flujo mínimo	95
Figura 4.1 Especificaciones del secador desecante usado en la planta	97
Figura 4.2 Volumen de tanque de almacenamiento al final de la red.....	100

Figura 4.3 Plano del inicio de la red de distribución de aire comprimido.....	102
Figura 4.4 Plano del inicio de la red en el rediseño planteado	103
Figura 5.1 Tarifas mensuales del ICE	107
Figura 5.2 Tarifa residencial del ICE	109
Figura I.1 Hoja de datos de compresor usado en la planta	116
Figura I.2 Datos técnicos ABB EDP300	117
Figura I.3 Datos técnicos posicionador Fisher	118
Figura I.4 Datos técnicos Icot 5000.....	119
Figura I.5 Datos técnicos ABB TZIDC.....	120
Figura I.6 Datos mecánicos actuadores Morin.....	121
Figura II.1 Corrección de fuga en codo hacia tanque de almacenamiento	122
Figura II.2 Corrección de fuga en llave después de filtros	122
Figura II.3 Corrección de fuga en llave hacia válvulas de condensador	123
Figura II.4 Corrección de fuga en tapón de 3 pulgadas	123
Figura II.5 Corrección de fuga en codo hacia salida del cuarto de compresores.....	124
Figura III.1 Cotización tanque de almacenamiento Flotec	125

Figura III.2 Cotización tanque de almacenamiento Flotec	126
Figura III.3 Cotización Tanque de almacenamiento Flotec	127
Figura III.4 Cotización tanque de almacenamiento Cummins	128
Figura III.5 Cotización tubería y accesorios Flotec.....	129

Índice de Tablas

Tabla 2.1	Componentes del aire.....	43
Tabla 2.2	Cuadro resumen calidad de aire según ISO 8573-1	53
Tabla 2.3	Factor de conversión de SCFM a ACFM y viceversa	56
Tabla 3.1	Marcas y modelos de posicionadores y actuadores de las válvulas.....	82
Tabla 3.2	Consumos estimados de los usuarios de la red de aire comprimido	88
Tabla 3.3	Diámetros óptimos de la red actual.....	89
Tabla 3.4	Diámetros óptimos de la red actual.....	90
Tabla 3.5	Diámetros óptimos de la red en las OEC.....	91
Tabla 4.1	Salidas de la tubería principal.....	104
Tabla 5.1	Datos del contador de energía de consumo propio	106
Tabla 5.2	Disparos de la Unidad 1 debido a caída de presión.....	108
Tabla 5.3	Disparos de Unidad 2 debido a caída de presión	109
Tabla 5.4	Valor actual neto y tasa interna de retorno del proyecto.....	110

Índice de ecuaciones

Ecuación 2.1 Densidad	29
Ecuación 2.2 Ley de Boyle.....	30
Ecuación 2.3 Ley de Charle´s	31
Ecuación 2.4 Ley de Gay-Lussac.....	31
Ecuación 2.5 Ley de los gases ideales	32
Ecuación 2.6 Ley de los gases ideales para 2 estados distintos	32
Ecuación 2.7 Humedad absoluta	44
Ecuación 2.8 Humedad de saturación	44
Ecuación 2.9 Actualización de flujo en condiciones estándar	54
Ecuación 2.10 Cálculo de diámetro interno de tubería.....	65
Ecuación 2.11 Volumen del depósito de aire	66
Ecuación 2.12 Volumen de depósito de aire en caso especial de altas demandas ...	67
Ecuación 2.13 Caudal para seleccionar el compresor	68
Ecuación 2.14 Presión mínima de trabajo del compresor	69

Resumen

El presente informe presenta el análisis de la situación actual de la red de aire comprimido en la Planta Geotérmica Pailas I, ubicada en Curubandé, Liberia, además del rediseño propuesto para dicha red. La razón de la elaboración del proyecto surge de la necesidad por parte del área eléctrica, de instrumentación y control de corregir una deficiencia en el diseño de la red de aire comprimido, que debido a su configuración lineal en ocasiones no llega el aire requerido para operar los instrumentos al final de la línea y provoca paros no programados en las unidades generadoras de electricidad.

El análisis encierra un levantamiento del plano de la red actual, comprobación de velocidades, pérdidas de presión y diámetros en todos los tramos, además la capacidad del tanque de almacenamiento de aire y la selección de compresores, filtros y secador de aire regenerativo, esto para determinar la causa del problema y la solución propuesta. Asimismo, el proyecto incluye las recomendaciones o mejoras que se le deben realizar a la red y la cotización de los elementos a instalar.

La inversión del proyecto es de $\$10\,466\,752$ con una TIR del 13,27% debido al ahorro de evitar paros no programados, pero que por otra parte además se podría pagar gracias a un ahorro por corrección de fugas en la misma red de aire comprimido. Además, el proyecto tiene un impacto ambiental al contribuir en la generación de energía renovable que es base en el Sistema Eléctrico Nacional.

La implementación de este proyecto se llevará cabo en el año 2020.

Palabras Clave: Aire comprimido, Planta Geotérmica Pailas I, Rediseño, Pentano, ICE.

Abstract

This report presents the analysis of the present situation of the compressed air network in the Pailas I Geothermal Plant, located in Curubandé, Liberia, furthermore the redesign proposed for said network. The reason for the development of the project arises from the need on the part of the electrical, instrumentation and control area to correct a deficiency in the design of the compressed air network, which due to its linear configuration sometimes does not reach the air required to operate the instruments at the end of the line and causes unscheduled stoppages in the electricity generating units.

The analysis includes a survey of the current network plan, checking speeds, pressure losses and diameters in all sections; also, the capacity of the air storage tank and the selection of compressors, filters and regenerative air dryer; this to determine the cause of the problem and the proposed solution. Likewise, the project includes the recommendations or improvements that must be made to the network and the price of the elements to be installed.

The investment of ¢ 10 466 752 is presented with an IRR of 13.27% due to the saving of avoiding unscheduled stoppages, but which could also be paid thanks to a saving for correction of leaks in the same network compressed air. Furthermore, the project has an environmental impact by contributing to the generation of renewable energy that is based on the National Electric System.

The implementation of this project will take place in the year 2020.

Keywords: Compressed air, Pailas I Geothermal Plant, Redesign, Pentane, ICE.

Capítulo 1 Introducción

Aunque la demanda eléctrica en el país disminuye debido a la posibilidad del autoconsumo con paneles solares, la mayoría del país sigue dependiendo del Sistema Eléctrico Nacional para desarrollar sus actividades diarias. Costa Rica sorprende al mundo al generar casi el 100% de su electricidad a partir de energía renovable, de su matriz energética la geotermia es de suma importancia por su estabilidad sin importar el clima. Para que la planta tenga una alta confiabilidad se ven involucrados varios aspectos tanto eléctricos como mecánicos, para el presente proyecto es de suma importancia la red de aire comprimido o también llamado sistema de aire de instrumentos, ya que la mayoría del aire comprimido se usa como suministro de instrumentación, la planta tiene un diseño sumamente moderno y ejemplo en el país, sin embargo, como siempre existen oportunidades de mejora, actualmente tiene una falencia en el diseño de su red de distribución de aire comprimido que consiste en una caída en el suministro de las válvulas al final de la red, impidiendo que estas cumplan con su función normal, es importante trabajar este problema porque si este sistema falla por algún motivo la planta parará su producción, situación que ya se ha dado.

El proyecto contempla la investigación de la situación actual, los problemas detallados que esta presenta, analizar cuántas pérdidas ha generado el problema de la red, efectuar el diseño ingenieril, cotizar el proyecto y justificar financieramente, la viabilidad para así colaborar en la mejora continua de una empresa tan importante para el país como lo es el ICE.

1.1. Reseña de la Empresa

Según informa (Grupo ICE) en su sitio web “es una Corporación de empresas públicas dedicada a ofrecer servicios de electricidad e info-comunicaciones a los habitantes de Costa Rica. La naturaleza de sus actividades es fundamental para el desarrollo integral del país por lo que todos los proyectos de inversión tienen también como eje fundamental la protección del medio ambiente, contribuyendo con ello a la calidad de vida y al desarrollo sostenible”.

En el negocio generación tiene una matriz eléctrica única en el mundo, basada principalmente en la energía hidroeléctrica, geotérmica, eólica y solar, en el informe anual del Centro Nacional de Control de Energía (CENCE) del 2017 se detalla que el 99,67% de la generación fue mediante fuentes renovables (Centro Nacional de Control de Energía, 2017).

El ICE cuenta con una red robusta y amplia, cubriendo el 99,4% de los hogares del país (Grupo ICE, 2015), sus plantas generadoras cuentan con estándares internacionales al tener 30 de sus 31 plantas certificadas (Reventazón se encuentra en proceso) en calidad ISO 9001, ambiente ISO 14001 y salud y seguridad ocupacional OHSAS 18001.

A continuación, se muestra la misión y visión de Grupo ICE como se indica en su sitio web:

1.1.1. Misión Grupo ICE

Somos la Corporación propiedad de los costarricenses, que ofrece soluciones de electricidad y telecomunicaciones, contribuyendo con el desarrollo económico, social y ambiental del país.

1.1.2. Visión Grupo ICE

Ser una Corporación líder, innovadora en los negocios de electricidad y telecomunicaciones en convergencia, enfocada en el cliente, rentable, eficiente, promotora del desarrollo y bienestar nacional, con presencia internacional.

1.1.3. Planta Geotérmica Pailas I

Se ubica en las faldas del volcán Rincón de la Vieja, en Curubandé de Liberia, Guanacaste entró en operación en el 2011, según el informe anual del CENCE en el 2017 aportó 314 387,254 MWh. Actualmente, ofrece un aporte de energía eléctrica constante, con costos de operación moderados en comparación con otras tecnologías y de mínimo impacto ambiental. Una particularidad de esta planta es un método único utilizado en Costa Rica llamado “perforación direccional”, el cual consiste en poder perforar varios pozos geotérmicos desde una sola plataforma, así cada plataforma es aprovechada de una mejor manera (Grupo ICE, Planta Geotérmica Pailas I).



Figura 1.1 Planta Geotérmica Pailas I

Fuente: Fotografía propia

1.1.4. Descripción del proceso productivo

Las unidades de generación de la planta Pailas I son de marca ORMAT Technologies, (ORMAT) explica el proceso de generación eléctrica mediante el método binario:

“El fluido geotérmico se extrae de un depósito subterráneo y fluye desde la boca del pozo a través de tuberías hasta intercambiadores de calor en el Convertidor de Energía Ormat (OEC por sus siglas en inglés). Dentro de los intercambiadores de calor, el fluido geotérmico calienta y vaporiza un fluido de trabajo secundario que es orgánico (pentano en el caso de Pailas I), con un

punto de ebullición bajo. Los vapores orgánicos conducen la turbina y luego se condensan en un condensador, que se enfría por aire o agua (agua, en Pailas I), la turbina hace girar el generador y el fluido condensado se recicla en los intercambiadores de calor mediante una bomba, completando el ciclo en un sistema cerrado. El fluido geotérmico refrigerado se reinyecta en el depósito subterráneo.

Este proceso se detalla mejor en la

Figura 1.2 Diagrama de generación geotérmica tipo binario

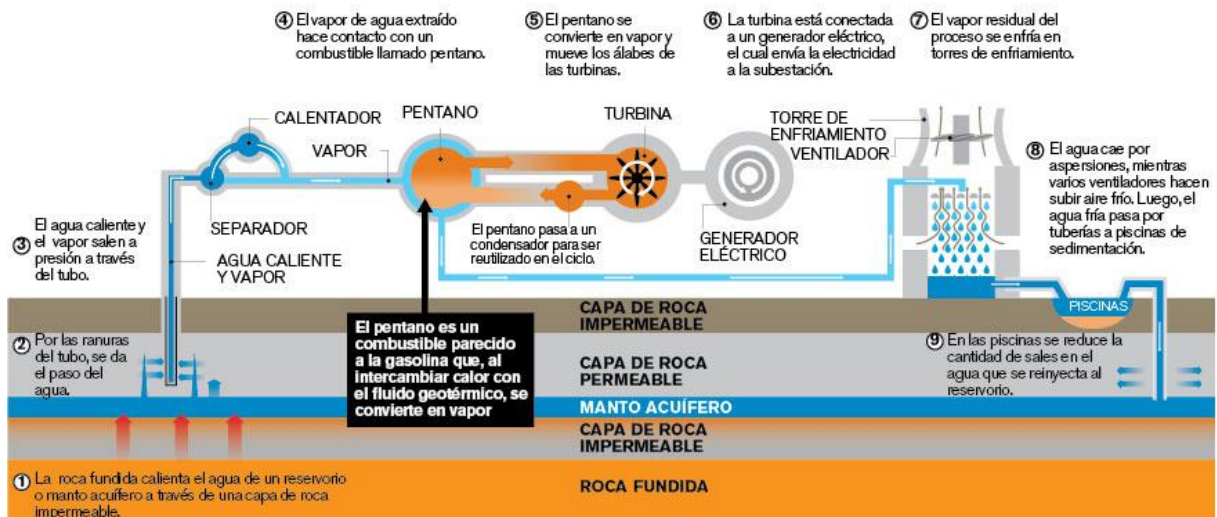


Figura 1.2 Diagrama de generación geotérmica tipo binario

Fuente: Tomado de: <https://www.nacion.com>

1.2. Planteamiento del problema

El sistema de aire comprimido en Pailas I está diseñado para suministrar aire de instrumentos, aire de servicio y cualquier otro tipo de necesidad requerida por la planta a una presión de 7.5 Bar. Para cumplir este objetivo la red de distribución tiene un diseño tipo lineal, según el manual de diseño del sistema de aire comprimido de ORMAT Technologies (empresa diseñadora de la planta de generación) la tubería está diseñada para garantizar una caída de presión máxima de 0,3 Bar entre el receptor de aire y el punto más lejano a este del sistema. Sin embargo, en la práctica la red no se comporta de esta manera, y cuando la presión disminuye, por algún motivo, las salidas más lejanas del receptor de aire no tienen la presión que necesitan para realizar su función, esto debido principalmente, al diseño lineal de la red, ya que las salidas ubicadas antes de estas aprovechan la presión suministrada. Cuando estas salidas no tienen suficiente presión no activan adecuadamente las válvulas de control del silenciador del vapor, esto provoca que las válvulas abran y liberen el vapor que está entrando a la planta, por lo tanto, al no tener el fluido geotérmico, se disparan las unidades generadoras, lo que genera un gran impacto en la planta, un paro no programado de una unidad provoca pérdidas en la producción y por lo tanto pérdidas de dinero por cada falla importante en la red de aire comprimido. Para el Sistema Eléctrico Nacional (SEN) también es un gran impacto, ya que las plantas geotérmicas son matriz base, plantas que deben estar generando siempre. Este tipo de salidas de producción, repercuten también en índices claves como la disponibilidad y confiabilidad de la planta

1.3. Objetivos del proyecto

1.3.1. Objetivo General:

Rediseñar la red de distribución de aire comprimido en la Planta Geotérmica Pailas I ubicada en Curubandé de Liberia.

1.3.2. Objetivos Específicos:

- Esquematizar los planos de distribución de aire comprimido para una comprensión más sencilla del mismo.
- Mejorar el diseño de la red de distribución de aire comprimido de manera que todos los equipos tengan la presión que necesitan.
- Justificar mediante un análisis económico la factibilidad del proyecto.
- Comparar la situación actual de la planta con la propuesta en el nuevo diseño.

1.4. Justificación

La condición general de la planta geotérmica Pailas I se podría decir que es buena, es una planta modelo en el país, de gran importancia para el Sistema Eléctrico Nacional, no obstante, actualmente es necesario corregir una deficiencia, como se ha mencionado la matriz energética de Costa Rica consta principalmente de energías renovables, en el 2017 la generación se dividió en un 74,40% hidroeléctrico, un 11,49% eólico, un 9,97% geotérmico y el porcentaje restante entre Bagazo, solar y termoeléctrico (Centro Nacional de Control de Energía, 2017), de estas 3 fuentes principales 2 de ellas varían con el clima, en el verano disminuye la producción de las plantas hidroeléctricas y las eólicas por el contrario tienen su mayor producción, sin embargo, las plantas geotérmicas se mantienen invariables¹, por esta razón el CENCE cuenta con ellas para satisfacer la demanda nacional, siempre y cuando no tengan paro por mantenimiento, en consecuencia, tener un paro no programado en cualquier unidad es un verdadero inconveniente. El problema en el diseño actual de la red de distribución de aire comprimido provoca que las unidades salgan de operación, por esta razón, es necesario mejorar la situación actual y asegurar que si

¹Es importante mencionar eso sí que a inicios de este año debido a las condiciones climatológicas muy favorables para las hidroeléctricas y eólicas, y que por obligación el ICE debe comprarles energía a los cogeneradores, las plantas geotérmicas estuvieron fuera de producción durante un mes aproximadamente, sin embargo, en años anteriores donde el clima fue muy seco la geotermia fue la base para sostener el Sistema Eléctrico Nacional en estos meses.

ocurre una falla no sea debido a este sistema, para así mantener índices como disponibilidad y confiabilidad de la planta en los estándares que exige el ICE.

Un paro repentino de una unidad en un momento de alta demanda puede obligar a que entre una de las plantas térmicas del país, siendo este tipo de generación el más costoso, tanto desde el punto de vista financiero como desde el punto de vista ambiental. Costa Rica al no ser productor de hidrocarburos debe comprarlos, encareciendo el proceso de generación, además la combustión libera gases de efecto invernadero, una importante complicación para una nación que pretende ser carbono neutral en el 2021.

1.5. Viabilidad

El ICE como parte de sus certificaciones es una empresa muy comprometida con la función de recolectar y almacenar datos, con el fin de revisar historiales, ver manuales de operación, mejorar diseños, entre otros. Algunas plantas datan de mucho tiempo atrás por lo que en ocasiones la documentación aún está solamente en físico, y encontrar la información requerida puede ser tedioso. Por el contrario, la planta geotérmica Pailas I entró en operación en el 2011, lo que quiere decir que es una planta muy nueva, por lo tanto, la mayoría de información (manuales de diseño, planos de distribución, planos de construcción, manuales de los equipos y otros) es de fácil acceso, todo este tipo de información será brindada por parte de la planta para la ejecución del proyecto.

Además, los datos de generación de cada día en la planta se presentan en el sistema Scada y pueden ser consultados en la sala de control, esto facilita el análisis de pérdidas económicas por paros de las unidades que se pretende realizar.

Otra herramienta importante son las distintas bases de datos que ofrece la biblioteca José Figueres Ferrer, donde se encuentran distintos libros de ingeniería, tesis y artículos científicos que son de gran ayuda a la hora de plantear un diseño.

Asimismo, aprovechando la época tecnológica en la que se vive, un recurso muy útil es el de las de las tecnologías de información, existen varias aplicaciones móviles y diferentes softwares que ayudan a la selección de los componentes y accesorios de un proyecto de diseño.

1.6. Alcances y limitaciones

1.6.1 Alcances

Con la realización de este proyecto, la planta geotérmica Pailas I corregirá un problema de suma importancia, como es un mal aprovechamiento del trabajo de los compresores, porque es importante recalcar que los compresores trabajan de igual manera que si el diseño fuera adecuado, se está gastando energía, aunque es energía que proviene del servicio propio (electricidad generada por la misma planta), es decir no deben pagar factura, es energía desaprovechada.

Además, como ya se ha mencionado, un alcance del proyecto es realizar un estudio de viabilidad económica de manera que el departamento encargado del presupuesto

de la región comprenda, además de la necesidad desde el punto de vista técnico, la justificación financiera, un estudio que muestre las ganancias del proyecto, estas ganancias serán los ahorros producidos por la mejora planteada, asimismo, el estudio pretende demostrar en cuanto tiempo se paga la inversión inicial del proyecto mismo.

Cabe resaltar que el rediseño incluye en sí mismo la elaboración de los planos de la red de distribución de aire comprimido, por lo tanto, estos se pueden agregar a la base de datos de la planta y así mantener la información al alcance del personal que realice un mantenimiento futuro o revisión.

1.6.2 Limitaciones

La gran limitante del proyecto es que la planta no posee un equipo para medir el caudal de aire comprimido y en el inicio de la práctica tampoco se podía contratar una auditoría o alquiler de equipo por una modernización en los sistemas del ICE que impedía realizar pagos. Esta limitación se investigará desde la primera semana de trabajo, para poder realizar las gestiones con tiempo suficiente. Otro problema relacionado con la toma de datos puede ser el momento en que se deban realizar ya que la planta se encuentra trabajando, y no se puede realizar la actividad en el momento que sea, para ello se debe tramitar el periodo en el que se haga, que sea contempla también desde la primera semana para no atrasarse cuando el cronograma indica que se debe realizar.

Capítulo 2 Marco teórico

El aire comprimido es usado en gran manera en la industria de todo el mundo, tiene ventajas sobre los sistemas hidráulicos al ser más rápidos en respuesta y más efectivos (Grupo ICE) pero no permite realizar grandes cantidades de fuerza como sí lo logra el aceite (Carnicer Royo, 1994) afirma:

Desde que se comenzó a estudiar el aire comprimido como transmisión de energía en 1800, y la primera gran prueba sobre el uso del aire comprimido a gran escala en 1857, se han inventado cada vez más maneras de aprovechar este sistema con mayor auge con la revolución tecnológica y los procesos automatizados debido a sus grandes ventajas: no es explosivo ni tóxico que reduce riesgos cuando se tienen fugas, es muy fácil su almacenamiento, no tiene golpe de ariete entre otros beneficios (p.66).

2.1. Conceptos básicos

Para comprender de una mejor manera el tema del proyecto se recordarán conceptos básicos sobre el aire comprimido:

2.1.1. Presión:

La presión como una fuerza normal ejercida por un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de un gas o un líquido. Como la presión es fuerza por unidad de área, tiene la unidad de Newtons por metro cuadrado (N/m²), la cual se llama pascal (Pa); existen diferentes tipos de

presión: absoluta, manométrica, atmosférica y vacío. Donde la presión absoluta es la presión que se mide en relación con el vacío absoluto, sin embargo, la mayoría de instrumentos de medición miden la presión manométrica, que es la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica, asimismo, la presión atmosférica es la presión que ejerce el aire en un lugar determinado, esta varía según la altitud respecto del nivel del mar, por último, una presión de vacío es aquella que se encuentra por debajo de la atmosférica (Cengel & Cimbala, 2006, p. 66).

2.1.2. Densidad

“Es la masa de un cuerpo por unidad de volumen. Existe el término densidad relativa, que es la relación entre la densidad de un cuerpo y la densidad del agua a 4°C, que se toma como unidad” (Garro Zavaleta, p. 6).

La unidad de medida es el kg/m³. Se expresa matemáticamente en la ecuación 2.1.

Ecuación 2.1 Densidad

$$d = \frac{m}{V}$$

Dónde:

m: masa[kg]

v: volumen [m^3]

2.1.3. Temperatura

(Garro Zavaleta) menciona que:

La temperatura es una medida del nivel de intensidad calorífica o presión térmica de un cuerpo, es una propiedad de las sustancias que depende de la velocidad de las moléculas del cuerpo. Entre mayor se encuentre la velocidad de las moléculas se tendrá una mayor temperatura. Esta propiedad surge del hecho que dos cuerpos, uno caliente y otro frío, al juntarse sufren de cambio por un tiempo, cuando acaba este tiempo se dice que se encuentran en un equilibrio térmico los dos cuerpos, ya que el cuerpo caliente se enfría y el frío se calienta hasta alcanzar ambos la misma temperatura (p.12).

El instrumento más utilizado para medir esta propiedad es el termómetro.

2.1.4. Leyes de gases

Según (Carnicer Royo, 1994) básicamente se tienen 3 leyes básicas:

- La Ley de Boyle establece que, si la temperatura de los gases es constante, proceso isotérmico, la razón de volumen está en función de la temperatura.

Ecuación 2.2 Ley de Boyle

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = Cte$$

Dónde:

P: presión [Pa]

V: volumen [m³]

- La Ley de Charle's establece que, si el volumen es constante, proceso isocórico, la presión es directamente proporcional a las temperaturas absolutas:

Ecuación 2.3 Ley de Charle's

$$P_1 \cdot T_2 = P_2 \cdot T_1$$

Dónde:

P: presión [Pa]

T: temperatura [K]

- La Ley de Gay-Lussac establece que, si la presión es constante, proceso isobárico, el volumen varía en función de la temperatura:

Ecuación 2.4 Ley de Gay-Lussac

$$V_2 \cdot T_1 = V_1 \cdot T_2$$

Dónde:

V: volumen [m³]

T: temperatura [K]

La ley de los gases ideales es la que combina las 3 leyes mencionadas anteriormente, (Carnicer Royo, 1994) menciona que un gas ideal es aquel que sigue exactamente las leyes mencionadas, aunque no existe un gas ideal, el aire, el oxígeno, el nitrógeno, helio y algunos otros gases tienen un comportamiento aproximado a un gas ideal. La relación entre el volumen, la presión y la temperatura es la siguiente:

Ecuación 2.5 Ley de los gases ideales

$$\frac{P \cdot v}{T} = R$$

Dónde:

P: presión [Pa]

v: volumen específico en m³/kg

T: temperatura [K]

R: constante universal de los gases ideales

Para 2 estados diferentes la ecuación es:

Ecuación 2.6 Ley de los gases ideales para 2 estados distintos

$$\frac{P_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2}$$

Con el siguiente diagrama (Garro Zavaleta) explica el uso de la presión y el vacío como un sistema de proceso continuo, en donde el aire comprimido es fuente de energía en un circuito de proceso industrial continuo.

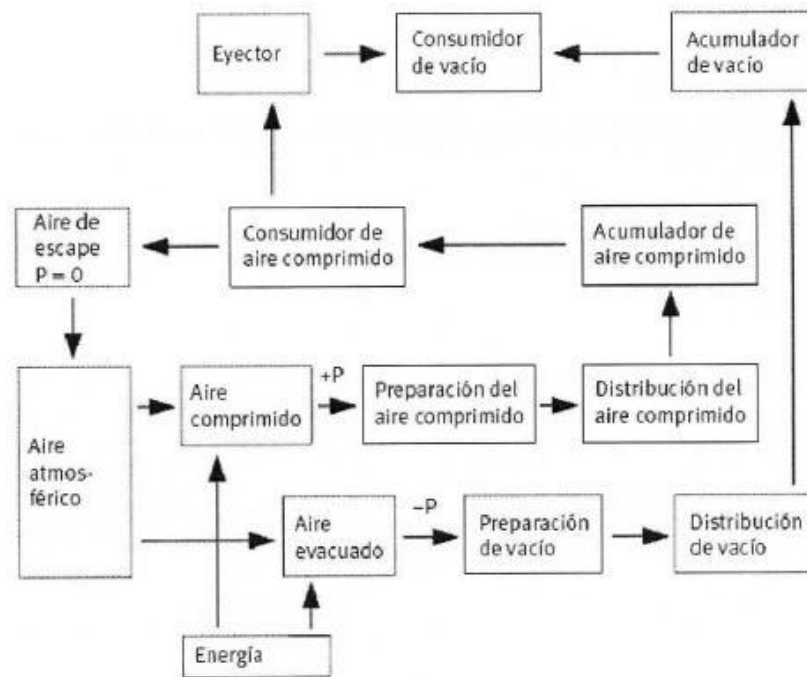


Figura 2.1 Diagrama de uso de presión y vacío como sistema de proceso continuo

Fuente: (Garro Zavaleta)

Un sistema de aire comprimido se divide en dos partes: el suministro y la demanda. En el suministro, se encuentra el paquete de compresión, compuesto por el compresor, el motor del compresor, controladores y el equipo de tratamiento del aire,

como filtros, enfriadores, secadores, tanques de almacenamiento y otros (Garro Zavaleta).

2.2. Compresores

“Los compresores son máquinas que aspiran el aire ambiental, a presión atmosférica, y lo comprimen hasta conferirle una presión superior” (Rojas, pág. 2). Este sistema tan sencillo se realiza incluso en el organismo humano con el “compresor” más antiguo de la historia (Carnicer Royo, 1994) que es capaz de tratar 100 l/min de aire, un motor de unos 3 hp mueve ese caudal (Virtual Expo Group).

En la figura 2.2 se muestra la clasificación de los compresores

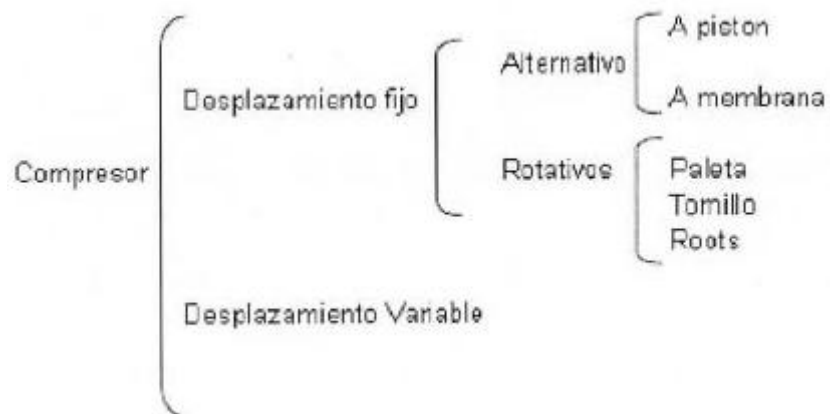


Figura 2.2 Clasificación de compresores

Fuente: (Garro Zavaleta)

A continuación, se resume en qué consiste cada tipo de compresor como lo afirma (Atlas Copco Airpower NV, 2011):

2.2.1. Compresor de pistón

El compresor de pistón es el más antiguo y común de todos los compresores industriales. Está disponible en variantes de simple o doble efecto, lubricado o exento de aceite y con diversos números de cilindros en diferentes configuraciones. Con la excepción de algunos compresores muy pequeños con cilindros verticales, la configuración en V es la más habitual en compresores de pequeño tamaño. En los compresores grandes de doble efecto, la configuración en L con cilindro vertical de baja presión y con cilindro horizontal de alta presión, ofrece unas ventajas inmensas que lo han convertido en el diseño más corriente. Los compresores lubricados con aceite funcionan normalmente con lubricación por salpicadura o lubricación a presión. La mayoría de los compresores tienen válvulas auto-accionadas. Una válvula auto-accionada abre y cierra por el efecto de las diferencias de presión en ambos lados del disco.

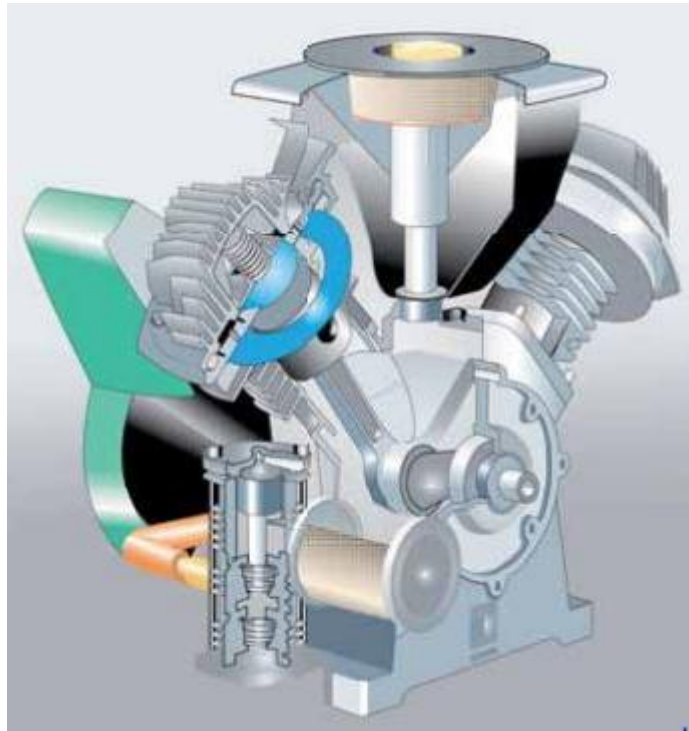


Figura 2.3 Compresor de pistón

Fuente (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

2.2.2. Compresor de membrana o diafragma

Los compresores de diafragma forman otro grupo. Su diafragma se acciona mecánica o hidráulicamente. Los compresores de diafragma mecánicos se emplean para pequeños caudales y bajas presiones o como bombas de vacío. Los compresores de diafragma hidráulico se usan para aplicaciones de alta presión.

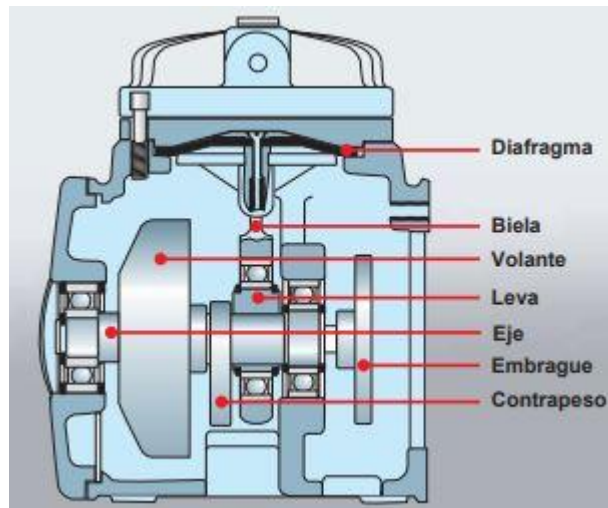


Figura 2.4 Compresor de diafragma

Fuente (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

2.2.3. Compresores de paletas

Un rotor con paletas radiales flotantes se monta excéntricamente en una carcasa cilíndrica o estator. Cuando gira el rotor, las paletas se desplazan contra las paredes del estator por la fuerza centrífuga. El aire se aspira cuando aumenta la distancia entre el rotor y el estator. El aire se captura en las diferentes bolsas del compresor, cuyo volumen se reduce con la rotación. El aire se descarga cuando las paletas pasan por la lumbrera de salida.

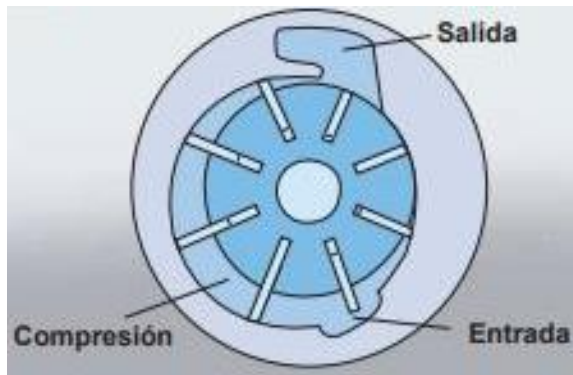


Figura 2.5 Compresor de paletas

Fuente (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

2.2.4. Compresor de tornillo

Las piezas principales del elemento de tornillo son los rotores macho y hembra, que giran en direcciones opuestas mientras disminuye el volumen entre ellos y la carcasa. Cada elemento de tornillo tiene una relación de presiones integrada fija que depende de su longitud, del paso del tornillo y de la forma de la lumbrera de descarga. Para lograr la máxima eficiencia, la relación de presiones integrada se debe adaptar a la presión de trabajo requerida.

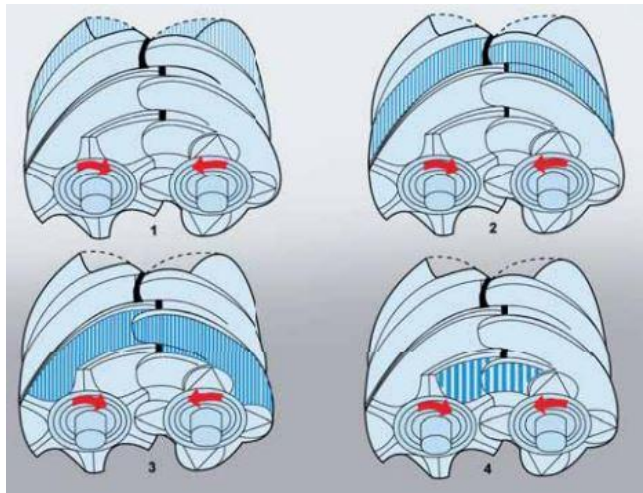


Figura 2.6 Proceso de compresión en compresor de tornillo

Fuente (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

2.2.5. Compresores de tornillo exentos de aceite

Los primeros compresores de tornillo tenían un perfil simétrico y no usaban ningún líquido de refrigeración en la cámara de compresión. Pasaron a llamarse compresores de tornillo exentos de aceite o secos. Los modernos compresores de tornillo exentos de aceite de alta velocidad tienen perfiles asimétricos, lo que mejora sensiblemente la eficiencia energética merced a la reducción de las fugas internas. Se emplean frecuentemente engranajes externos para sincronizar la posición de los rotors que giran en sentido contrario.

Como los rotors no hacen contacto entre sí ni con la carcasa, no se necesita lubricación dentro de la cámara de compresión. Por consiguiente, el aire comprimido

está completamente libre de aceite. Los rotores y la carcasa se fabrican con gran precisión para minimizar las fugas desde el lado de presión al lado de aspiración. La relación de presiones integrada está limitada por la diferencia de temperatura entre la aspiración y la descarga. Este es el motivo por el que los compresores de tornillo exentos de aceite se fabrican frecuentemente con varias etapas y refrigeración intermedia para lograr mayores presiones. Los compresores de la planta Pailas I son de este tipo, exentos de aceite.

2.2.6. Soplantes Roots

Un soplante Roots es un compresor de desplazamiento sin válvulas y sin compresión interna. Cuando la cámara de compresión toma contacto con la lumbrera de salida, el aire comprimido fluye de nuevo a la carcasa desde el lado de presión. Posteriormente, tiene lugar una nueva compresión cuando el volumen de la cámara de compresión disminuye continuamente. La compresión tiene lugar a plena contrapresión, con una baja eficiencia y un alto nivel sonoro como resultado. Dos rotores contra-rotativos idénticos, normalmente simétricos, actúan en una carcasa, sincronizados por medio de un juego de ruedas dentadas. Los soplantes se refrigeran normalmente con aire y son exentos de aceite. Por su baja eficiencia, estos soplantes están limitados a aplicaciones de muy baja presión y a la compresión en una etapa, aunque existen versiones de dos y tres etapas. Los soplantes Roots se usan frecuentemente como bombas de vacío y para transporte neumático.

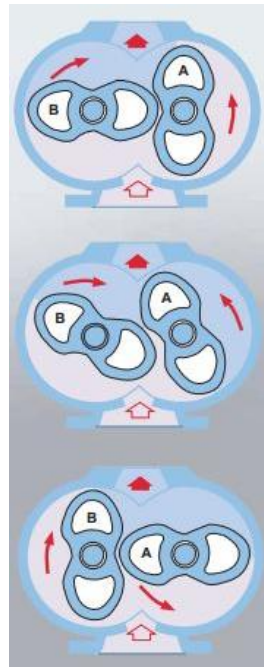


Figura 2.7 Compresor Roots

Fuente: (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

2.3. Posicionador

Para (Creus Solé, 2011):

Un posicionador es un controlador proporcional de posición con punto de consigna procedente del controlador, variable entre 0,2 a 1. El posicionador compara la señal de entrada con la posición del vástago y, si ésta no es correcta (existe una señal de error), envía aire al servomotor o lo elimina en el grado necesario para que la posición del vástago corresponda exactamente, o sea

proporcional, a la señal neumática recibida; en este último caso, el posicionador actúa además como un amplificador, por ejemplo señal de entrada 3-9 psi, señal de salida 3-15 psi, es decir, la válvula efectuará toda su carrera para la señal 3-9 psi del controlador.(pág. 441)

En la actualidad existen 3 tipos de posicionadores: neumático, electro-neumático y electro-neumático digital; los posicionadores usados en Pailas I son del tipo electro-neumático digital que como afirma (Creus Solé, 2011) funciona del modo siguiente:

Un motor paso a paso de c.c. es excitado por la señal de entrada en escalón y gira unos 200 pasos por revolución, con un total de 5 revoluciones para el campo de medida total. El eje del motor arrastra, en su giro, una tuerca que tensa un resorte. Éste actúa sobre el conjunto tobera-obturador y el relé piloto, alimentando la válvula a una señal neumática proporcional a la señal de entrada (p. 443).

2.4. Tratamiento de aire

Es importante saber qué es el aire, (Carnicer Royo, 1994) afirma que el aire consiste en una mezcla de gases como se muestra en la tabla 2.1

Tabla 2.1 Componentes del aire

Componente	Porcentaje en volumen	Porcentaje en masa
Nitrógeno	78,09	75,51
Oxígeno	20,95	23,15
Argón	0,93	1,28
Dióxido de carbono	0,03	0,046
Neón	0,0018	0,00125
Helio	0,00052	0,000072
Metano	0,00015	0,000094
Criptón	0,0001	0,00029
Monóxido de carbono	0,00001	0,00002
Óxido nitroso	0,00005	0,00008
Hidrógeno	0,00005	0,0000035
Ozono	0,00004	0,000007
Xenón	0,000008	0,000036
Dióxido de nitrógeno	0,0000001	0,0000002
Yodo	2×10^{-11}	1×10^{-10}
Radón	6×10^{-14}	5×10^{-17}

El aire atmosférico contiene cierta cantidad de humedad, que dependiendo de las condiciones del clima puede ser mayor o menor, una temperatura alta provoca que el aire sea capaz de tener más cantidad de vapor de agua, el proceso de compresión involucra un aumento de temperatura por lo tanto al salir el aire comprimido lleva mucha agua consigo que cuando baje su temperatura al ser distribuido se condensará en la red provocando problemas de corrosión y pérdida de eficiencia en los equipos (Carnicer Royo, 1994).

A continuación, se explica la humedad que interviene en un sistema de aire comprimido como lo explica (Carnicer Royo, 1994)

2.4.1. Humedad absoluta

Es el peso del vapor de agua, expresada en kg, existente en un kilogramo de aire seco, se relaciona como se muestra en la ecuación y se calcula del siguiente modo:

Ecuación 2.7 Humedad absoluta

$$W = \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} = 0,625 \frac{P_a}{P - P_a}$$

Dónde:

W = Humedad absoluta en kg de vapor de agua por kg de aire seco

P_a = presión parcial del vapor de agua [bar]

P = presión total del sistema [bar]

2.4.2. Humedad de saturación

Es el máximo peso de vapor de agua que admite un kg de aire seco a una determinada temperatura y presión. La humedad de saturación (W_s), sólo dependerá de la presión y la temperatura. Su valor se calculará utilizando la siguiente ecuación:

Ecuación 2.8 Humedad de saturación

$$W_s = 0,625 \frac{P_a}{P - P_a}$$

Dónde:

W_s = Humedad de saturación en kg de vapor de agua por kg de aire seco.

P_a = Presión del vapor de agua a la temperatura considerada, leída en la tabla correspondiente [bar]

P = Presión total del sistema [bar]

Otro concepto relacionado a la humedad es el punto de rocío que, como explica (Atlas Copco Airpower NV, 2011):

Es la temperatura a la que el vapor de agua comienza a condensarse, para describir el contenido de agua en el aire comprimido se emplea el término “punto de rocío a presión” (PRP). Un punto de rocío bajo indica un contenido pequeño de vapor de agua en el aire comprimido. Es importante recordar que el punto de rocío atmosférico no se puede comparar con el PRP al cotejar secadores diferentes. Por ejemplo, un PRP de +2°C a 7 bar equivale a -23°C a presión atmosférica. No se pueden usar filtros para eliminar la humedad (reducir el punto de rocío). Esto se debe a que un enfriamiento adicional provoca una precipitación continua de agua de condensación (p.44).

La selección del equipo de secado depende del punto de rocío a presión. Desde el punto de vista económico, cuanto menor sea el punto de rocío necesario, mayores serán los costos de inversión y operativos del secador.

A continuación, se muestran 5 técnicas que menciona (Atlas Copco Airpower NV, 2011) para disminuir la humedad en el aire comprimido:

2.4.3. Refrigerador posterior

Un refrigerador posterior es un intercambiador de calor que enfría el aire comprimido caliente para precipitar el agua que, en caso contrario, se condensaría en las tuberías. Puede ser enfriado por agua o por aire. Aproximadamente el 80–90% del agua de condensación precipitada se recoge en el separador de humedad del refrigerador posterior. Un valor común de la temperatura del aire comprimido después de pasar por el refrigerador posterior es aproximadamente 10°C por encima de la temperatura del refrigerante, pero puede variar en función del tipo de refrigerador. Se emplea un refrigerador posterior prácticamente en todas las instalaciones estacionarias. En la mayoría de los casos, los compresores modernos llevan integrado un refrigerador posterior.

2.4.4. Secador frigorífico

Con este método, el aire comprimido se enfría, con lo cual se condensa una gran cantidad de agua, que se puede separar. A continuación, el aire comprimido se vuelve a calentar hasta aproximadamente la temperatura ambiente para que no se forme condensación en el exterior de las tuberías. Este intercambio de calor entre el aire comprimido de entrada y de salida también reduce la temperatura del primero, lo cual hace que disminuya la capacidad de refrigeración necesaria del circuito de refrigerante. El enfriamiento del aire comprimido tiene lugar a través de un sistema

cerrado de refrigerante. El control del compresor de refrigerante mediante algoritmos inteligentes puede reducir significativamente el consumo de energía de los secadores frigoríficos modernos. Los secadores frigoríficos se utilizan para puntos de rocío de entre +2°C y +10°C y tienen un límite inferior, que es el punto de congelación del agua condensada. Están disponibles como unidades independientes o como módulo de secado integrado dentro del compresor. Este último ofrece la ventaja de unas dimensiones reducidas y garantiza un rendimiento optimizado para la capacidad de un compresor de aire específico.

2.4.5. Sobre-compresión

La sobre-compresión es quizás el método más sencillo para secar el aire comprimido. El aire se comprime primero a una presión mayor, que la de trabajo previsto, lo cual hace que aumente la concentración de vapor de agua. Después, el aire se enfría y como resultado se separa el agua. Finalmente, se permite que el aire se expanda a la presión de trabajo y se obtiene un punto de rocío a presión más bajo. Sin embargo, este método sólo resulta adecuado para caudales de aire muy pequeños debido a su elevado consumo de energía.

2.4.6. Secado por absorción

El secado por absorción es un proceso químico que permite que el vapor de agua se fije al material absorbente. El material absorbente puede ser sólido o líquido. En muchos casos se emplea cloruro sódico y ácido sulfúrico, por lo que se ha de tener en consideración la posibilidad de corrosión. Este método es inusual e implica un alto consumo de material absorbente. El punto de rocío se reduce sólo de forma limitada.

2.4.7. Secado por adsorción

El principio general de funcionamiento de los secadores de adsorción es simple: el aire húmedo fluye sobre un material higroscópico (silicagel, tamices moleculares, alúmina activada, etc.) y se seca. El intercambio de vapor de agua desde el aire comprimido húmedo al material higroscópico o “deseccante” hace que este se sature gradualmente con el agua adsorbida. Por lo tanto, el desecante se debe regenerar periódicamente para recuperar su capacidad de secado. Los secadores de adsorción constan generalmente de dos torres de secado: la primera torre seca el aire comprimido de entrada mientras la segunda se regenera. Cada depósito (“torre”) alterna su función cuando el otro se ha regenerado por completo. El PRP típico que se puede alcanzar es -40°C , lo cual hace que estos secadores sean idóneos para proporcionar aire muy seco en aplicaciones críticas, este tipo de secador es que el usa el sistema de aire comprimido de Pailas I.

Hay 4 formas diferentes de regenerar el desecante, y el método utilizado determina el tipo de secador de adsorción. Los tipos más eficientes energéticamente suelen ser más complejos y por tanto más caros.

- Secadores de adsorción regenerados por purga (también denominados “secadores regenerados en frío”): Estos secadores son más adecuados para caudales de aire pequeños. El proceso de regeneración se realiza con ayuda de aire comprimido expandido (“purgado”) y requiere alrededor del 15–20% de la capacidad nominal del secador a una presión de trabajo de 7 bar.

- Secadores regenerados por purga caliente: Estos secadores calientan el aire de purga expandido por medio de un calentador eléctrico y, de esta forma, limitan el flujo de purga requerido a aproximadamente un 8%. Este tipo consume un 25% menos energía que los secadores regenerados en frío.
- Secadores regenerados por so-plante: El aire ambiente pasa sobre un calentador eléctrico y toma contacto con el desecante húmedo para regenerarlo. Con este tipo de secador, no se utiliza aire comprimido para regenerar el material desecante, con lo cual el consumo de energía es un 40% menor que con los secadores regenerados en frío.
- Secadores reactivados por el calor de la compresión (secadores HOC por sus siglas en inglés): En los secadores HOC, el desecante se regenera mediante el calor disponible del compresor. En lugar de evacuar el calor del aire comprimido en un refrigerador posterior, se emplea para regenerar el desecante. Este tipo de secador puede proporcionar un PRP típico de -20°C sin añadir nada de energía. También se puede obtener un PRP inferior añadiendo calentadores adicionales. A la entrada de un secador de adsorción se debe instalar siempre un sistema que garantice la separación y drenaje del agua condensada. Si el aire comprimido se ha producido con un compresor lubricado, también se deberá instalar un filtro separador de aceite aguas arriba del secador. En la mayoría de los casos, es necesario un filtro de partículas a la salida del secador de adsorción.

Los secadores HOC sólo se pueden usar con compresores exentos de aceite, ya que producen calor a temperaturas suficientemente altas para la regeneración del secador. Un tipo especial de secador HOC es el de adsorción con tambor rotativo. Este tipo de secador tiene un tambor rotativo lleno de desecante, donde una cuarta parte se regenera por medio de un flujo

parcial de aire comprimido caliente (a 130–200°C) del compresor. Después se enfría el aire regenerado, se drena la condensación y el aire retorna al flujo principal a través de un eyector. El resto de la superficie del tambor (tres cuartas partes) se usa para secar el aire comprimido procedente del refrigerador posterior del compresor. Un secador HOC evita pérdidas de aire comprimido, y la energía requerida se limita a la necesaria para hacer girar el tambor. Por ejemplo, un secador con una capacidad de 1000 l/s sólo consume 120 W de energía eléctrica. Además, no se pierde nada de aire comprimido y no se necesitan filtros de aceite ni de partículas.

2.4.8. Secadores de membrana

Los secadores de membrana utilizan el proceso de permeación selectiva de los componentes del gas en el aire. El secador es un cilindro que aloja miles de diminutas fibras huecas de polímero con un revestimiento interior. Estas fibras tienen una permeación selectiva para eliminar el vapor de agua. A medida que el aire comprimido filtrado húmedo entra en el cilindro, el recubrimiento de la membrana permite que el vapor de agua penetre y se deposite entre las fibras, mientras que el aire seco continúa su trayectoria a casi la misma presión que el aire húmedo de entrada. El agua separada se libera a la atmósfera. La permeación o separación se produce por la diferencia de presión parcial de un gas entre el interior y el exterior de la fibra hueca. Los secadores de membrana son fáciles de usar, silenciosos, no tienen piezas móviles, consumen poca energía y precisan un mantenimiento mínimo (principalmente, filtros aguas arriba del secador). Además de eliminar el agua, con una membrana también se pueden separar los componentes de un gas, en función de las características del material de la fibra. La separación de los diferentes

componentes se logra por las diferencias de tamaño molecular y la solubilidad del gas en la membrana.

2.4.9. Aceite en el aire

(Atlas Copco Airpower NV, 2011) afirma:

La cantidad de aceite en el aire comprimido depende de varios factores, como el tipo de compresor, diseño, edad de la instalación y condiciones de trabajo. En este aspecto, hay dos diseños principales de compresor: los que funcionan con lubricante en la cámara de compresión y los que no usan lubricante. En los compresores lubricados, el aceite participa en el proceso de compresión y acompaña al aire comprimido, totalmente o en parte. Pero en los modernos compresores de pistón y tornillo, la cantidad de aceite es muy limitada. Por ejemplo, en un compresor de tornillo lubricado, el contenido de aceite en el aire es menor de 3 mg/m³ a 20°C. Este contenido se puede reducir aún más con filtros multi-etapa. Si se elige esta solución, es importante tener en cuenta los requisitos de calidad, los riesgos y los costes de energía (p.73).

2.4.10. Microorganismos en el aire comprimido

Según (Atlas Copco Airpower NV, 2011) más del 80% de las partículas que contaminan el aire comprimido tienen un tamaño inferior a 2 µm, por lo que pueden pasar fácilmente a través del filtro de aspiración del compresor. Desde este punto, las partículas se dispersan a través de la tubería y se mezclan con el agua, los

residuos de aceite y los depósitos acumulados. Esto puede provocar el crecimiento de microorganismos. Un filtro situado directamente después del compresor puede eliminar estos riesgos. Sin embargo, para obtener aire comprimido puro hay que tener pleno control del crecimiento bacteriano después del filtro. La situación se complica más debido a que los gases y aerosoles se pueden concentrar en gotas (por concentración o carga eléctrica) incluso después de pasar por varios filtros. Los microorganismos germinan a través de las paredes del filtro, por lo que existen en las mismas concentraciones en los lados de entrada y salida del mismo. Los microorganismos son extremadamente pequeños e incluyen bacterias, virus. Normalmente, las bacterias tienen un tamaño de 0,2 μm a 4 μm , y los virus de 0,3 μm a 0,04 μm . Los contaminantes de menos de 1 μm de diámetro, incluidos los microorganismos, pueden pasar fácilmente por el filtro de aspiración del compresor. A pesar de su tamaño, estos microorganismos representan un problema grave en muchas industrias, ya que pueden multiplicarse libremente en las condiciones adecuadas. Las investigaciones han descubierto que los microorganismos proliferan en sistemas de aire comprimido sin secar y con una elevada humedad relativa (100%). El aceite y otros contaminantes actúan como nutrientes que favorecen el crecimiento de microorganismos. El tratamiento más eficaz consiste en secar el aire hasta una humedad relativa de <40% (se puede lograr con cualquier tipo de secador) e instalar un filtro estéril en el sistema. El filtro estéril se debe montar en una carcasa que permita la esterilización por vapor in-situ o que pueda abrirse fácilmente. La esterilización debe realizarse con frecuencia para mantener una buena calidad del aire.

Para diferentes usos del aire comprimido se necesitan diferentes calidades de aire que pueden tener más o menos cantidad de agua, aceite o partículas, para regular dichas cantidades existe la norma ISO 8573-1.

Tabla 2.2 Cuadro resumen calidad de aire según ISO 8573-1

Clase	Partículas			Máxima concentración de masa (mg/m3)	Punto de rocío (°C)	Agua	Aceite
	Máximo número de partículas por m3 en función del tamaño de las partículas					Concentración de agua líquida(g/m3)	Concentración de aceite (mg/m3)
	0,1µm-0,5µm	0,5µm-1,0µm	1,0µm-5µm				
0	Según lo especificado por el usuario o proveedor del equipo y más estricto que la clase 1						
1	≤20 000	≤400	≤10		≤-70		≤0,01
2	≤400	≤6 000	≤100		≤-40		≤0,1
3		≤90 000	≤1 000		≤-20		≤1
4			≤10 000		≤+3		≤5
5			≤100		≤+7		
6				0-≤5	≤+10		
7				5-≤10		≤0,5	
8						≤5	
9						≤10	
X				>10		>10	>5

Fuente: Elaboración propia en Word 2007 a partir de la norma ISO 8573-1

2.5. Aire libre

Como se mencionó anteriormente el aire es una mezcla de muchos elementos, y tiene diferentes condiciones en diferentes circunstancias, aspectos como la humedad, la temperatura y la presión atmosférica influyen directamente en el comportamiento del aire. A la hora de elegir un compresor las condiciones ambientales pueden ser distintas de las de la hoja de datos, por esta razón se deben corregir los datos en condiciones estándar a condiciones actuales (Atlas Copco Airpower NV, 2011) (Squire-Cogswell). Dichas condiciones estándar, según (Compressed Air & Gas Institute), son las siguientes:

- Presión: 1 bar (14.5 psi)
- Temperatura: 20 °C (68 °F)
- Humedad relativa: 0%

La ecuación para actualizar el flujo a condiciones actuales, según (Squire-Cogswell) es:

Ecuación 2.9 Actualización de flujo en condiciones estándar

$$ACFM = SCFM \times \frac{P_{std}}{P_1 - (P_{sat1} \times \phi_1)} \times \frac{T_1}{T_{std}}$$

Dónde:

ϕ_1 : humedad relativa [%]

P_{std} : presión estándar [bar]

P_1 : presión de la zona [bar]

P_{sat1} : presión de saturación del vapor de agua de la zona [bar]

T_1 : temperatura de la zona [K]

T_{std} : temperatura estándar [°K]

No obstante, la variable que afecta más este valor de corrección es la presión del lugar donde esté ubicado el compresor, por esta razón (Squire-Cogswell) también presenta una tabla para obtener este factor de corrección según la presión, este factor se multiplica por el flujo ya sea en SCFM o ACFM, como es una multiplicación es el mismo factor si se tiene el flujo en m^3/h .

Tabla 2.3 Factor de conversión de SCFM a ACFM y viceversa

Presión (bar(a))	Presión (psia)	SCFM a ACFM	ACFM a SCFM
1,014	14,70	1,151	0,869
1,000	14,50	1,168	0,856
0,983	14,25	1,190	0,840
0,965	14,00	1,213	0,824
0,948	13,75	1,237	0,808
0,931	13,50	1,261	0,793
0,914	13,25	1,287	0,777
0,896	13,00	1,314	0,761
0,879	12,75	1,341	0,746
0,862	12,50	1,371	0,729
0,845	12,25	1,401	0,714
0,827	12,00	1,433	0,698
0,810	11,75	1,466	0,682
0,793	11,50	1,500	0,667
0,776	11,25	1,537	0,651
0,758	11,00	1,575	0,635
0,741	10,75	1,615	0,619
0,724	10,50	1,658	0,603
0,707	10,25	1,702	0,588
0,689	10,00	1,749	0,572
0,672	9,75	1,799	0,556
0,655	9,50	1,851	0,540
0,638	9,25	1,907	0,524
0,621	9,00	1,966	0,509
0,603	8,75	2,029	0,493
0,586	8,50	2,097	0,477
0,569	8,25	2,168	0,461

Fuente: (Squire-Cogswell)

2.6. Distribución del aire comprimido

El aire luego de pasar por el proceso de compresión en el cuarto de compresores debe ser distribuido a todas las máquinas y equipos que lo necesitan, esta distribución se realiza por distintos tramos de tubería, accesorios válvulas, entre otros. Para (Garro Zavaleta) los componentes principales de una red de distribución son:

- Tubería principal: Se transporta al aire comprimido desde el compresor hasta la tubería de distribución.
- Tubería de distribución: Es la que se encarga de llevar el aire comprimido desde la tubería principal hasta los diversos puestos de trabajo o consumidores.
- Tubería de unión: Es la última parte de la red de tuberías fijamente instaladas. La tubería de unión une la tubería de distribución con cada uno de los consumidores. Los tubos de unión con frecuencia son tubos flexibles.
- Derivación: Se trata de un tubo que lleva desde la tubería de distribución hasta un determinado lugar de consumo.

En la red de distribución la pérdida debe ser mínima, un sistema bien dimensionado debe garantizar una pérdida máxima del 5% para el punto más alejado o el sitio de utilización, respecto a la presión generada por el compresor. Los sistemas de distribución consisten en líneas principales de las cuales se desprenden los ramales principales para atender las diferentes zonas en las que se necesita aire comprimido. De estas ramificaciones principales se desprenden las líneas que alimentan a los usuarios. La pérdida máxima permitida en el punto más alejado de los ramales

principales es del 2% calculada con el máximo flujo probable. Igualmente, la pérdida para el punto más alejado de las ramificaciones debe ser inferior o igual al 3% calculado con el máximo caudal esperado. La pérdida en las líneas de alimentación no debe superar el 1% incluyendo las mangueras. Para los ramales el flujo de diseño debe tomarse para la situación pico que está entre el 150% y el 175% del consumo promedio estimado. Los ramales secundarios que "bajan" el aire al nivel de los operarios deben dimensionarse para el consumo máximo considerando una simultaneidad extrema de usuarios. La presión disponible en el extremo más distante de la tubería es insuficiente en muchos casos. Si una unidad consumidora recibe insuficiente presión, puede deberse a las siguientes razones:

- Diseño deficiente de la red de distribución o compresor de rendimiento insuficiente.
- Tubos flexibles de las herramientas demasiado largos o con diámetro demasiado pequeño.
- Mal estado de la red de aire comprimido, existiendo fugas grandes y constantes.
- Falta de mantenimiento, lo que puede producir, por ejemplo, una obturación de los filtros.
- Acoplamientos y boquillas demasiado pequeños.
- Demasiadas piezas acodadas (disminuyen la presión).

2.6.1. Disposición de redes de aire comprimido

Cuando se va a realizar el diseño de una red se puede realizar de 2 maneras: un circuito cerrado o un circuito abierto. La decisión de cuál configuración usar depende

de los requerimientos y los equipos que se han escogido para el tratamiento del aire, según (Carnicer Royo, 1994) si el aire tiene a la salida del compresor un equipo de secado total la red se puede realizar en un circuito cerrado o en anillo, ya que no es necesario tener una pendiente en las tuberías ni cómo hacer las tomas de la tubería porque no se tiene agua de que preocuparse, por el contrario si la instalación no lleva secador de aire y solamente un refrigerador posterior se debe pensar en que habrá condensaciones y se deben evitar con separadores, pendientes en la red, purgas automáticas o manuales, filtros, entre otros.

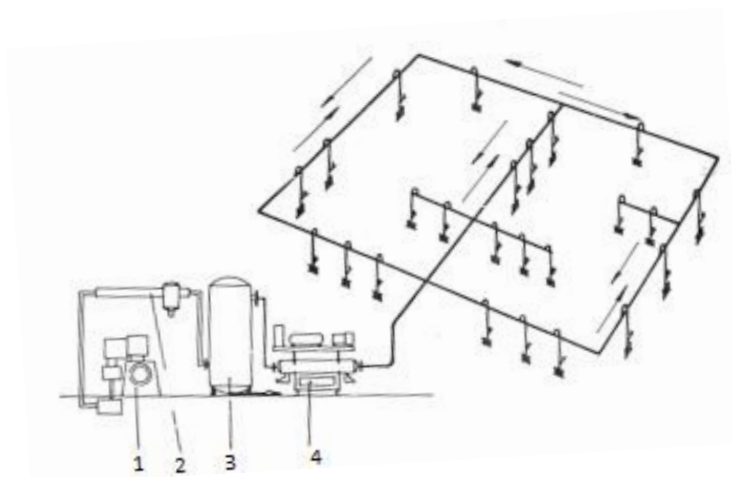


Figura 2.8 Red de circuito cerrado

Fuente: (Carnicer Royo, 1994)

Dónde:

1. Compresor
2. Refrigerador posterior
3. Secador (adsorción, frigorífico)
4. Calderín

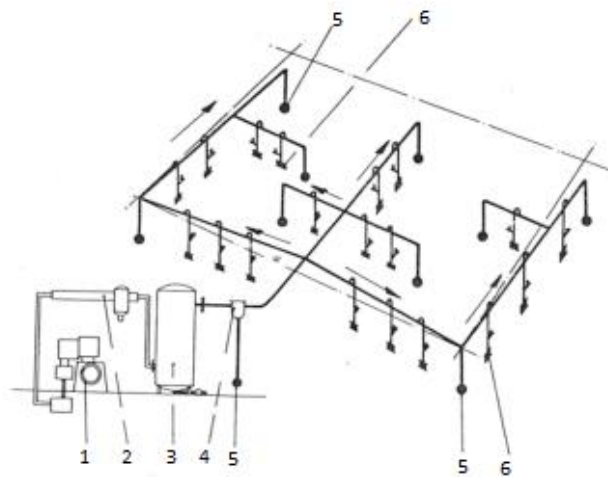


Figura 2.9 Red de circuito abierto

Fuente: (Carnicer Royo, 1994)

Dónde:

1. Compresor
2. Refrigerador Posterior
3. Calderín con purga automática
4. Separador (centrífugo o cerámico)
5. Purgas en finales de ramal con válvula automática o manual
6. Tubería de servicio (bajantes) con purga manual y enchufes

—> Pendiente en la dirección del flujo del aire, al objeto de llevar agua a los puntos de drenaje establecidos de antemano

2.6.2. Dimensionamiento de tuberías

Para calcular el diámetro de la tubería en los diferentes tramos según (Garro Zavaleta) se puede usar el nomograma de la figura 2.10:

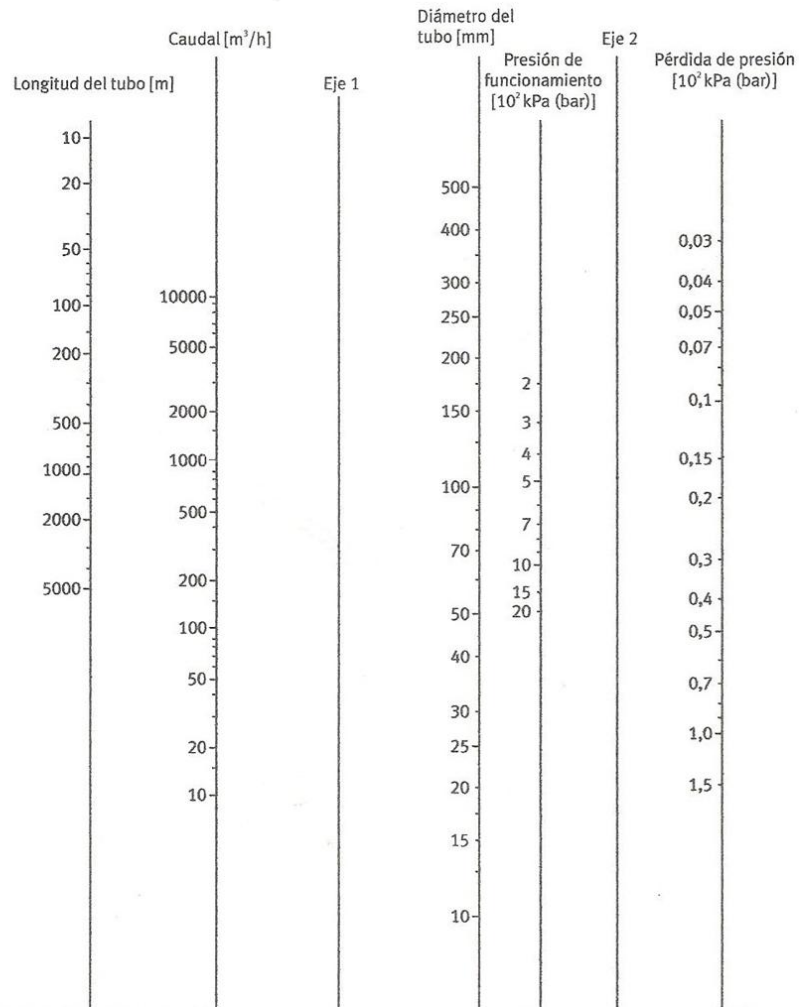


Figura 2.10 Nomograma para calcular el diámetro de tuberías

Fuente: (Garro Zavaleta)

Para obtener el diámetro óptimo usando el nomograma se deben tener los siguientes datos:

- Longitud del tubo, en metros, que debe incluir la longitud equivalente de los accesorios que se encuentren en la ruta, en la
- Figura 2.11 se muestran las longitudes equivalentes de algunos accesorios.
- Caudal que trasegará la tubería en m^3/h , que dependerá de los equipos consumidores.
- Pérdida de presión permisible
- Presión de trabajo

A continuación se debe trazar una línea 1 que cruce la longitud con el caudal y el eje 1, otra línea 2 que cruce la caída de presión con la presión de trabajo y el eje 2, por último se traza una línea 3 desde el punto de intersección de la primera línea con el eje 1 y el punto de intersección de la segunda línea con el eje 2, así, donde interseca la línea 3 a la escala del diámetro se obtiene el diámetro óptimo para esas condiciones, en el ejemplo de la

Figura 2.12 se tiene un diámetro de aproximadamente 35 mm.



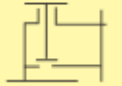






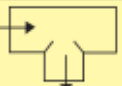
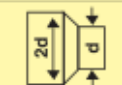
Longitud equivalente en metros												
Componente		Diámetro interior de la tubería en mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	300	400	
Válvula de bola totalmente abierta		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válvula de diafragma totalmente abierta		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válvula angular totalmente abierta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Válvula de globo		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Válvula antirretorno de clapeta		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Codo R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90°		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Te, salida en línea		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Te, salida angular		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Figura 2.11 Longitud equivalente de los accesorios en tuberías

Fuente: (Atlas Copco Airpower NV, 2011)

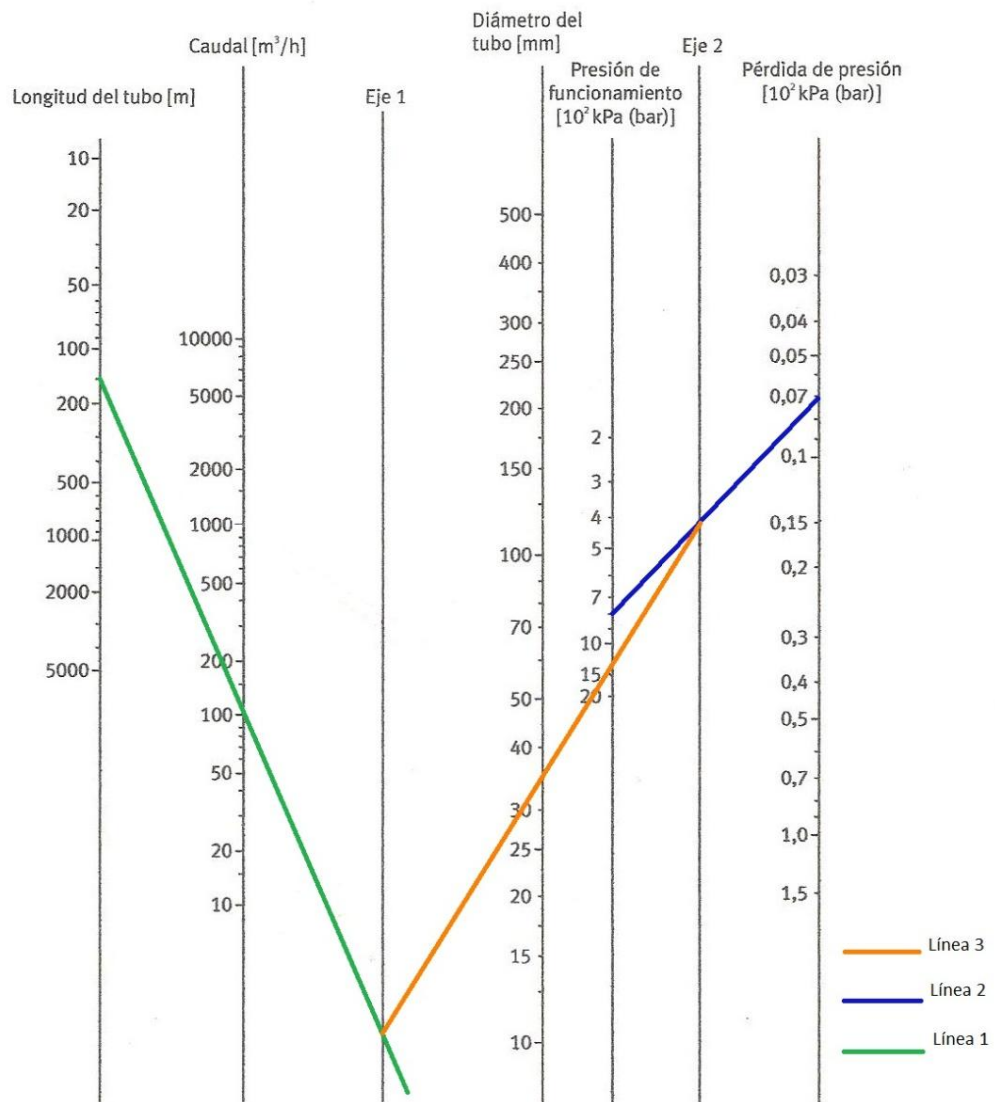


Figura 2.12 Ejemplo de cálculo de diámetro usando nomograma

Además, se puede utilizar una ecuación para obtener directamente el diámetro de tubería:

Ecuación 2.10 Cálculo de diámetro interno de tubería

$$d = \sqrt{\frac{Q \cdot 100}{4,71 \cdot P \cdot v}}$$

Dónde:

d: Diámetro interior de la tubería [m]

P: Presión de funcionamiento [bar]

Q: Caudal [m³/s]

v= velocidad admisible (m/s)

Con cálculo del diámetro se escoge el inmediatamente superior nominal y se calcula la caída de presión con dicho diámetro.

$$\Delta p = \frac{\beta \cdot v^2 \cdot L \cdot p}{R \cdot T \cdot d}$$

Dónde:

β : Índice de resistencia

v= velocidad real (m/s)

L: longitud del tramo (m)

P: Presión absoluta de trabajo

R: Constante de gases ideales

T: Temperatura del aire (K)

d: diámetro del tramo (mm)

Cuando se tiene la caída de presión real se compara con la caída de presión permisible al tramo definida desde el principio, si es menor el diámetro es el adecuado, pero si es mayor entonces se debe escoger un diámetro más grande para disminuir la pérdida de presión.

2.6.2. Depósito de aire

Para (Atlas Copco Airpower NV, 2011) cada instalación de compresores incluye uno o más depósitos de aire. Su tamaño está en función de la capacidad del compresor, del sistema de regulación y del patrón de consumo de aire. Entre las funciones del depósito de aire se encuentran:

- Almacenar el aire comprimido
- Equilibrar las pulsaciones del compresor
- Enfriar el aire.
- Recoger la condensación.

Por tanto, el depósito de aire debe estar equipado con un dispositivo de drenaje del condensado. La siguiente fórmula sirve para dimensionar el volumen del depósito, mientras los compresores tengan regulación todo/nada.

Ecuación 2.11 Volumen del depósito de aire

$$V = \frac{0,25 \times q_c \times P_1 \times T_0}{f_{m\acute{a}x} \times (P_U - P_L) \times T_1}$$

Dónde:

V= Volumen del depósito de aire (l)

q_c = Capacidad del compresor (l/s)

P_1 = Presión de entrada del compresor (bar(a))

T_1 = Temperatura máxima de entrada del compresor (K)

T_0 = Temperatura del aire comprimido en el depósito (K)

(P_U-P_L) = Diferencia de presión ajustada entre carga y descarga

$f_{m\acute{a}x}$ = Frecuencia máxima de carga

En casos más extremos se puede emplear un compresor más pequeño de alta presión junto con un depósito grande para cubrir las demandas elevadas, pero de corto plazo. Aquí, el compresor se dimensionará para satisfacer el consumo medio. Para este depósito se aplica la fórmula siguiente:

Ecuación 2.12 Volumen de depósito de aire en caso especial de altas demandas

$$V = \frac{q \times t}{P_1 - P_2} = \frac{L}{P_1 - P_2}$$

Dónde:

V= volumen del depósito de aire (l)

q = caudal aire durante la fase de vaciado (l/s)

t = duración de la fase de vaciado (s)

P_1 = presión normal de trabajo en la red (bar)

P_2 = presión mínima para el punto de consumo (bar)

L = requisito de aire para la fase de llenado (1/ciclo de trabajo)

2.6.3. Selección del compresor

Para realizar la adecuada selección del compresor es necesario conocer las siguientes variables:

2.6.3.1. Caudal de diseño

Para obtener el caudal de diseño del compresor se usa la :

Ecuación 2.13:

Ecuación 2.13 Caudal para seleccionar el compresor

$$Q = (1 + ff + fa) \cdot Q_{m\acute{a}x}$$

Dónde:

Ff: Factor de fugas

Fa: Factor de ampliación

$Q_{m\acute{a}x}$: Caudal máximo de la red

2.6.3.2. Presión de trabajo del compresor

Se debe conocer la presión mínima necesaria de los equipos, además conocer la pérdida de presión debida al secador y los filtros, y la caída permitida en todo el sistema.

Ecuación 2.14 Presión mínima de trabajo del compresor

$$P_{mín} = P_{trab} (1 + CP) + P_{filtros} + P_{sec} + P_{atm}$$

Dónde:

$P_{mín}$: Presión mínima en la salida del compresor (bar)

P_{trab} : Presión de trabajo requerida por los equipos (bar)

P_{atm} : Presión atmosférica (bar)

$P_{filtros}$: Pérdida de presión debido a los filtros (bar)

P_{sec} : Pérdida de presión debido al secador de aire (bar)

CP: Caída de presión porcentual permitida en el sistema

2.6.4. Herramientas de Kaeser

Es importante destacar una herramienta en línea para realizar estos cálculos detallados anteriormente, el sitio web de Kaeser México brinda calculadoras para obtener los diámetros de tuberías, las caídas de presión, el volumen del depósito, incluso las longitudes equivalentes de los accesorios.

KAESER COMPRESORES

Productos Asistencia Técnica Servicios en Línea Catálogos Referencias Acerca de Nosotros Contactos Artículos Técnicos Noticias KAESER Servicio de Aplicación Laboral

Cálculo del Diámetro Interno Nominal de la Tubería

¡Por favor, use punto en lugar de coma para indicar los decimales!
Los campos de texto azul muestran resultados.
El cálculo es válido para tubería lisa.

Unidades SI
 Unidades US

Caudal v 25 m³/min

Máx. caída de presión Δp 0.3 bar

Longitud nominal de la tubería L 65 m

Presión de trabajo absoluta p 8 bar

Diámetro interno nominal de la tubería d_i 61.19 mm

[Cálculo de la Caída de Presión](#)
[Cálculo de la Longitud Nominal de la Tubería](#)

Garantía en Línea
Diseño Tridimensional
Toolbox
Conversiones
Condensados
Recuperación de Calor
Caída de Presión
Fugas de Aire
Tamaño del Tanque
Metro Cúbico Estándar
Demanda de Aire
KAESER University

please select your country

Más información
[Toolbox de KAESER](#)
[Capacitación de Personal](#)
[Seminarios sobre Aire Comprimido](#)
[Descarga de catálogos](#)
 [Formato de Contacto](#)

lower CO₂ emissions

Figura 2.13 Calculadora Kaeser de diámetro de tubería

Fuente: (Kaeser, 2016)

2.7. Ahorro en sistemas de aire comprimido

2.7.1. Presión de trabajo

(Atlas Copco Airpower NV, 2011), menciona:

La presión de trabajo afecta directamente a la potencia requerida. Una presión más alta significa un mayor consumo de energía: por término medio, un 8%

más de energía por cada aumento de 1 bar. Incrementar la presión de trabajo para compensar la caída de presión redundará siempre en un deterioro de los costes operativos. A pesar de este efecto económico adverso, es habitual aumentar la presión del compresor para compensar las caídas de presión ocasionadas por un sistema de tuberías sub-dimensionado o filtros obstruidos. En una instalación dotada de varios filtros, especialmente con largos períodos de funcionamiento, la caída de presión puede ser considerablemente más alta y por tanto muy costosa si no se realiza un mantenimiento puntual. En muchas instalaciones no es posible reducir mucho la presión, aunque utilizando un equipo de regulación moderno suele ser realista una disminución de 0,5 bar. Aunque a primera vista represente un ahorro porcentualmente pequeño, si tenemos en cuenta que la eficiencia total de la instalación aumenta en un porcentaje equivalente, comprenderemos mejor el valor real de esta reducción (p.103).

2.7.2. Consumo de aire

Analizando el consumo de aire comprimido se pueden encontrar soluciones que permitan una carga más equilibrada en el sistema neumático. De este modo, será posible evitar picos de consumo innecesarios y reducir los costes de explotación. La mejor forma de rectificar un consumo improductivo, generalmente como consecuencia de fugas, equipos desgastados, procesos que no se han configurado adecuadamente o el uso incorrecto del aire comprimido, es promover una toma de conciencia general. La división del sistema en secciones que se puedan separar con válvulas cierre, puede servir para reducir el consumo durante la noche y los fines de semana. En casi todas

las instalaciones existen fugas que suponen una pérdida pura y que por tanto deben reducirse al mínimo. Con frecuencia, las fugas representan hasta un 10-15% del aire comprimido producido. Las fugas también son proporcionales a la presión de trabajo, por lo que un método de reducirlas consiste en reparar los equipos que las producen y disminuir la presión de trabajo, por ejemplo, de noche. Una disminución de la presión de sólo 0,3 bar reduce las fugas en un 4%. Si las fugas en una instalación de 100 m³/min representan un 12% y la presión se reduce en 0,3 bar, se obtendría un ahorro de aprox. 3 kW (Atlas Copco Airpower NV, 2011, p.104).

2.7.3. Método de regulación

Con un sistema de control moderno se puede conseguir que la planta de compresores funcione de forma óptima en diferentes situaciones, mejorando a la vez la seguridad y la disponibilidad. La selección del método de regulación correcto permita ahorrar energía mediante una reducción de la presión del sistema y la optimización del grado de utilización de cada máquina de la instalación. Al mismo tiempo, mejorará la disponibilidad y se reducirá el riesgo de paradas no planificadas. Además, el control central permite programar una reducción de presión automática del sistema completo durante la noche y los fines de semana. Como el consumo de aire comprimido es raramente constante, la instalación debe tener un diseño flexible, empleando una combinación de compresores con diferentes capacidades y motores de velocidad variable. Los compresores de tornillo se prestan especialmente a la regulación de velocidad, ya que su capacidad y su consumo de energía son

prácticamente proporcionales al número de revoluciones. (Atlas Copco Airpower NV, 2011, pp. 105-106).

2.7.4. Calidad del aire

El aire comprimido de alta calidad reduce la necesidad de mantenimiento, aumenta la fiabilidad del sistema neumático, del sistema de control y de la instrumentación, a la vez que limita el desgaste de las máquinas neumáticas. Si el sistema se concibe desde el principio para suministrar aire comprimido seco y exento de aceite, la instalación será más simple y menos cara, ya que no será necesario instalar un separador de agua en el sistema de tuberías. Cuando el aire está seco, no hay necesidad de descargarlo a la atmósfera para eliminar la condensación. Tampoco es necesario drenar los condensados de las tuberías, con lo cual se reducen los costes de instalación y mantenimiento. La solución más económica es instalar un secador directamente después del compresor. La descentralización de los módulos de tratamiento de aire, con varias unidades pequeñas repartidas en el sistema, resulta más cara y dificulta el mantenimiento del sistema. La experiencia ha demostrado que la reducción de costes de instalación y de mantenimiento de un sistema con aire comprimido seco cubrirá el coste de inversión del equipo de secado. La rentabilidad es muy alta, incluso cuando es necesario añadir un equipo de secado a las instalaciones existentes. Los compresores exentos de aceite no necesitan separador de aceite, ni un equipo para depurar los condensados. Tampoco se necesitan filtros, por lo que se eliminan los costes de sustitución. Además, como no es necesario compensar la caída de presión que se produce en los filtros, se puede reducir la presión de trabajo del

compresor, lo que contribuirá a mejorar aún más la economía de la instalación. (Atlas Copco Airpower NV, 2011, pp. 106-107).

2.7.5. Mantenimiento

Como sucede con otros equipos, una instalación neumática necesita mantenimiento. Aunque los costes de mantenimiento son bajos en relación con otros gastos, se pueden reducir aún más con una buena planificación. La elección del nivel de mantenimiento está determinada por la fiabilidad y el rendimiento exigidos de la instalación de aire comprimido. El mantenimiento representa la parte más pequeña del coste total de propiedad de la instalación. Depende de la forma en que se haya planificado la instalación neumática en general, así como de la elección del compresor y del equipo auxiliar. La monitorización permanente de la instalación, posiblemente a distancia o por Internet, permite realizar sólo los trabajos estrictamente necesarios. Los fallos se detectan antes y se pueden tomar medidas inmediatas. El presupuesto total de mantenimiento está afectado por:

- Modelo de compresor
- Equipo auxiliar (secadores, filtros, equipo de control y regulación)
- Ciclo de carga/descarga
- Condiciones de la instalación
- Calidad del aire
- Planificación del mantenimiento

- Elección del nivel de seguridad
- Recuperación energía/sistema refrigeración
- Grado de utilización

El coste de mantenimiento anual equivale normalmente al 5–10% del valor de inversión de la máquina (Atlas Copco Airpower NV, 2011, p. 107-108).

2.7.6. Planificación del mantenimiento

Un mantenimiento bien planificado del compresor permite anticipar los costes y prolongar la vida útil de la máquina y del equipo auxiliar. Al mismo tiempo, se reducen los costes de reparación de pequeñas averías y se acorta el tiempo de parada. La utilización de sistemas electrónicos de diagnóstico permite monitorizar mejor los compresores y sustituir los componentes sólo cuando sea necesario. Además, las piezas se pueden cambiar con tiempo suficiente, evitando así posibles averías y paradas innecesarias. Utilizando los servicios posventa del proveedor del compresor, su personal y sus piezas de repuesto originales, la máquina mantendrá un alto nivel operativo y existirá la posibilidad de introducir modificaciones basadas en los últimos avances durante su vida útil. El cliente debe tener su propio personal para ocuparse de las inspecciones diarias, ya que las personas pueden oír y ver cosas que podrían pasar por alto al equipo de monitorización remota (Atlas Copco Airpower NV, 2011, p. 108).

Capítulo 3 Sistema actual de aire comprimido

3.1.Introducción

El diseño de la actual red de aire comprimido es el original desde que entró en operación en el 2011 la planta, en el cuarto de compresores se ubican 2 compresores Oil Free de 186 scfm (5266,93 NI/min) cada uno (la hoja de datos del compresor se encuentra la



COMPRESSOR DATA SHEET

Rotary Compressor: Fixed Speed

MODEL DATA - FOR COMPRESSED AIR			
1	Manufacturer: Ingersoll Rand		
2	Model Number	H50A	Date: June 2015
	<input checked="" type="checkbox"/> Air-cooled <input type="checkbox"/> Water-cooled		Type: Screw
	<input type="checkbox"/> Oil Injected <input checked="" type="checkbox"/> Oil-Free		# of Stages: 2
3*	Rated Capacity at Full Load Operating Pressure ^{a,c}	186	acfm ^{a,c}
4	Full Load Operating Pressure ^b	125	psig ^b
5	Maximum Full Flow Operating Pressure ^c	128	psig ^c
6	Drive Motor Nameplate Rating	50	hp
7	Drive Motor Nameplate Nominal Efficiency	94.3	percent
8	Fan Motor Nameplate Rating (if applicable)	5.0	hp
9	Fan Motor Nameplate Nominal Efficiency	89.5	percent
10*	Total Package Input Power at Zero Flow ^e	13.9	kW ^e
11	Total Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^d	47.4	kW ^d
12*	Specific Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^e	25.5	kW/100 cfm ^e

* For models that are tested in the CAGI Performance Verification Program, these are the items verified by the third party program administrator. Consult CAGI website for a list of participants in the third party verification program: www.cagi.org

Figura I.1), dichos compresores trabajan alternados o los 2 solamente si es necesario debido a la demanda en un momento dado, un secador de aire desecante regenerativo (especificaciones en Figura 4.1) con sus respectivos filtros, y un tanque de almacenamiento de 1,5 m³ todos marca Ingersoll Rand, el distribuidor en Costa Rica, y el que brinda el servicio de mantenimiento de los compresores en la planta, es Cummins Centroamérica. La red también cuenta con 2 tanques de almacenamiento, uno en cada OEC, para suplir los picos de consumo que se dan cuando las válvulas de corte y control entran en prueba, en este momento dichas válvulas abren y cierran completamente en un breve periodo lo que provoca un alto consumo instantáneo.



Figura 3.1 Compresor Ingersoll Rand

Fuente: (Ingersoll Rand, 2016)



Figura 3.2 Secador regenerativo Ingersoll Rand

Fuente: Tomado de: <https://www.ingersollrandproducts.com>

El sistema de aire comprimido es en su mayoría para instrumentación, una planta geotérmica requiere mucha instrumentación ya que son una gran cantidad de válvulas las que intervienen en el proceso, más aun la planta de Pailas I donde intervienen 3 fluidos (pentano, vapor y salmuera), cada uno en su tubería y cada tubería con diferentes dispositivos de regulación o cierre y apertura y dispositivos de medición para controlar que el proceso se lleva a cabo normalmente, además los paneles también reciben aire comprimido para presurizarlos y evitar contaminación en los mismos. Asimismo, cuando se deben hacer labores de mantenimiento se usa la red para alimentar las herramientas neumáticas, sin embargo, estas son muy pocas y cuando se da el mantenimiento anual la planta está parada por lo que cuando se usan las herramientas de mantenimiento el consumo de aire debido a la instrumentación es mucho menor.

3.2. Presión de trabajo

La mayoría de usuarios tienen sus reguladores de presión en 6,5 bar aproximadamente (95 psi), lo que según la Figura 3.3 es una presión de adecuada eficiencia en la mayoría de equipos, además consultando las hojas de datos y manuales de operación de los equipos se corrobora que está en el rango de operación.

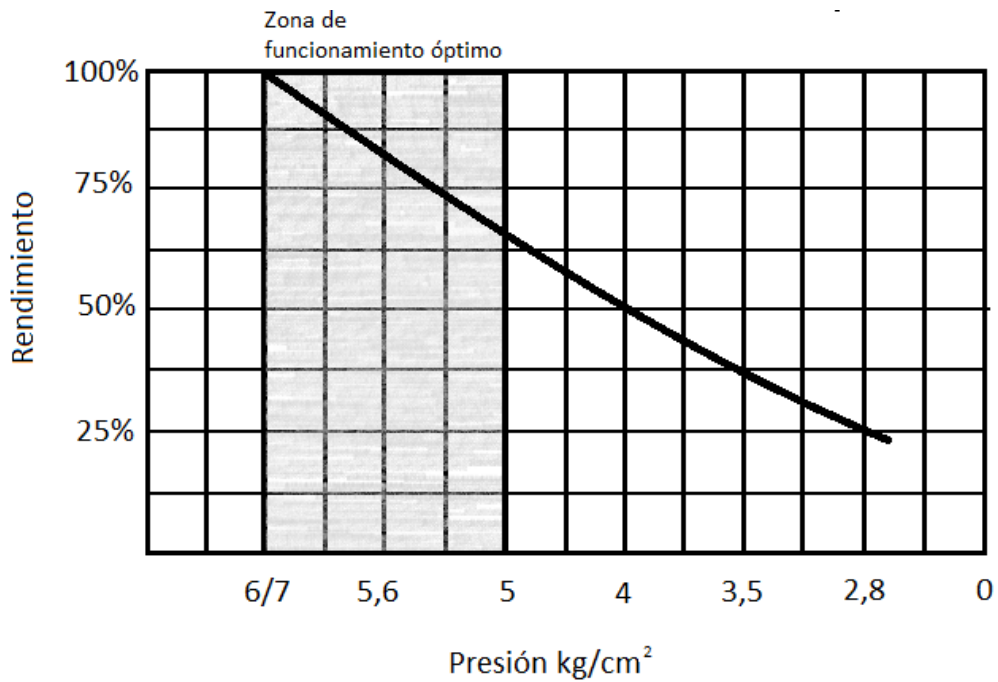


Figura 3.3 Curva de rendimiento en función de la presión

Fuente: (Carnicer Royo, 1994)

3.3. Consumo de equipos

El consumo real de los equipos no fue posible obtenerlo, esto debido a la ausencia de un equipo medidor de caudal, tanto en Pailas como en Miravalles (dónde podía conseguirse prestado), por lo tanto, el procedimiento realizado para estimar los consumos fue necesario:

- Recorrido de la red para tomar los datos de placa
- Recopilar los manuales de usuario
- Revisar los datos de modulación de las válvulas
- Estimar los consumos

3.3.1. Recorrido de la red para tomar los datos de placa

Se realizó el recorrido desde el cuarto de compresores hasta las válvulas de la torre de enfriamiento y mediante fotografías se obtuvo el dato de placa de los diferentes actuadores y posicionadores de cada válvula del sistema neumático.



Figura 3.4 Ejemplo de fotografías de datos de placa

Fuente: Fotografía propia

Tabla 3.1 Marcas y modelos de posicionadores y actuadores de las válvulas

Usuario	Posicionador	Actuador
Control de flujo de condensado	ICOT 5000	Morin B-023-M
Control de derivación de Salmuera	ABB TZIDC	Morin: C344MC-S081
Control de Temp. De salida de Salmuera	ABB EDP 300	Morin C-135M-S080
Flujo mínimo de Bomba de inyección de Salmuera	ICOT 5000	Morin C-135M-S080
Bombas de inyección de salmuera a pozos de Bypass salmuera	ABB TZIDC	Morin: C344MC-S081
Control de silenciador de Vapor	ABB TZIDC	Morin: C344MC-S081
Control de nivel de agua de torre de enfriamiento	ICOT 5000	C-740U-S061-EX
Control de nivel de agua de purga	ABB EDP-300	Morin: B-023M-S080
Control de nivel de agua de purga	ICOT 5000	B-023M-S080
Alimentación de agua cruda al tanque de NaOH	ABB TZIDC	Tyco RP-009-
Flujo mínimo en condensadores	Fisher DVC5998	Fisher 1052
Flujo mínimo en condensadores	Fisher DVC5999	Fisher 1052
Control de nivel de pentano del vaporizador	Fisher DVC6000	Fisher 1052
Control de temperatura de pentano del vaporizador	Fisher DVC6001	Fisher 1061
Flujo mínimo de pentano	Fisher DVC6002	Fisher 1061
Flujo mínimo de pentano	Fisher DVC6003	Fisher 1061
Flujo pentano	Fisher DVC6004	Fisher 1061
Control de entrada de pentano a la OEC	ABB TZIDC	NelesB1JVQU25
Control de entrada de pentano a la OEC	ABB TZIDC	Neles B1JVQU25
Corte de entrada de pentano a la OEC	ABB TZIDC	Neles B1JVQU25
Corte de entrada de pentano a la OEC	ABB TZIDC	Neles B1JVQU25
Válvulas de control de NCG en Vaporizador	ABB TZIDC	Neles ND9206HE2T
Válvulas de control de NCG en Vaporizador	ABB TZIDC	Neles ND9206HE2T
Bomba neumática de pentano	----	Sandpiper S20B1
Bombas de lubricación	----	Wilden PX200
Salidas de servicio	----	----
Salidas a gabinetes	----	----

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

En la Tabla 3.1 Marcas y modelos de posicionadores y actuadores de las válvulas se presentan las diferentes marcas y modelos de posicionadores y actuadores en las válvulas, en algunas casillas no se muestra información porque no tienen este elemento, para el caso de la bomba neumática de pentano y la de lubricación el modelo es el de la misma bomba, estas no poseen un actuador cilíndrico como el resto.

3.3.2. Recopilar los manuales de usuario

Con los datos de placa obtenidos se procede a buscar en los sitios web de los fabricantes y en la documentación física de la planta los manuales de usuario para así consultar las medidas de los actuadores y los consumos de los posicionadores.

Especificación Técnica
101010-01

Posicionador Electroneumático TZSDC

para la tecnología de dos líneas 4 ... 20 mA

- Gastos bajos de explotación
- Diseño compacto
- Técnica de eficacia probada
- Robusto y resistente
- Amplia gama de temperatura
-40 ... 85 °C (-40 ... 180 °F)
- Fácil puesta en funcionamiento gracias a la filosofía de manejo de "un botón"
- Display de posición mecánica
- ATEX, FM, CSA, GOST y homologación de protección IECEx
- Para circuitos de seguridad SIL2



Compacto, seguro y flexible

EOM
Engineering
Operation &
Maintenance

P200/PX200
Advanced Series METAL Pumps

Advance your process

WILDEN **CE**

Instruction Manual
0100300912
1051 and 1052 H & J Actuators
June 2017

Fisher™ 1051 and 1052 Style H and J Sizes 40, 60 and 70 Rotary Actuators

Contents

- Introduction 1
- Scope of Manual 1
- Description 2
- Specifications 3
- Educational Services 3
- Principle of Operation 4
- Installation 4
- Actuator Mounting 5
- Loading Connections 12
- Adjustment 13
- 1051 and 1052 Turnbuckle Adjustment 13
- 1052 Spring Adjustment 14
- Resetting Range 15
- Initial Compression 15
- Maintenance 15
- Disassembly 16
- Assembly 18
- Changing Actuator Mounting 22
- Changing Sides 22
- Changing Positions 23
- Top Mounted Handhelevs and Adjustable Travel Stops 25
- Handhelev and Travel Stop Operations 25
- Handhelev and Travel Stop Maintenance For Top Mounted Handhelevs and Adjustable Up Travel Stops 27
- For Adjustable Down Travel Stops 27

Figure 1. Fisher 1051 Actuator with H Mounting Adaptation and 35 1/2 Positioner



- Parts Drawing 28
- Parts List 28

Introduction

Scope of Manual

This manual provides installation, adjustment, operation, maintenance, and parts ordering information for Fisher 1051 (Sizes 40 and 60) and 1052 (Sizes 40, 60, and 70) double-rotary actuators with H and J mounting adaptations (see Figures 1 and 2). Also, this instruction manual provides information for the optional top-mounted handhelev, and both the optional up and down travel stops. Instructions for the control valve body, the positioner, accessories, and other tools or combinations of the actuator are covered in separate manuals.



BIFFI MORN B AND C SERIES ACTUATORS

B series - Double-rotary stainless steel cylinders, C series - Double-rotary carbon steel cylinders
Spring return and double acting actuators
Nominal bore: output ranges to 1,000,000 gpm



FEATURES AND BENEFITS

- Double-rotary performance and high stroke length for better flow control, more efficient operation
- High weight allowance up to 70 GPM working volume (up to 5000 cubic feet per day) with 1500 psi working pressure and loading of pipe systems (maximum with working performance)
- Strong corrosion resistant, stainless steel construction (carbon steel available) for long life
- Explosion resistant carbon-steel design prevents fire hazard, provides optimum resistance to fire, shock resistance and impact resistance
- Non-leaking stainless steel thrust seal, fully threaded end cap for easy connection (other for larger diameter bore design)
- PTFE gland seal ensures low friction, prevents grinding carbon seals from wearing and extending seal performance with continuous stroke opening stroke
- 50 structural strength design provides superior operation
- Split-off gland seal maintains complete assembly for additional seal combinations
- Tapered end cap, available in carbon steel or stainless steel, provides excellent sealing (see 405)
- Easy installation (working under 1000 psi) allows for easy maintenance operation

MATERIAL SPECIFICATIONS

For complete list of material specifications, see technical drawing on design size valve, also for use in plants in process, food processing, and other pharmaceuticals, please contact your sales representative.

NOMINAL DATA

Supply pressure	400 to 1000 psi
Supply medium	any gas, compressed air, nitrogen, oil
Temperature rating	-20°F to 200°F
Stroke length	10 to 100 in.
Output pressure	10 to 150 psi
Mounting position	horizontal, vertical, and 45 degrees
Material	316L SS
Construction	cast steel



Figura 3.5 Ejemplo de manuales recolectados

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

3.3.3. Revisar los datos de modulación de las válvulas

Luego se consultó en el SCADA cuál es el porcentaje de modulación de cada válvula, cada cuánto tiempo modula y cuánto dura esta modulación. Algunas solamente abren o cierran, pero no modulan, otras se mantienen en un porcentaje, pero este no varía significativamente. El SCADA muestra el gráfico en un lapso pero también arroja los datos en un archivo Excel, como se muestra en la Figura 3.7 , no se muestra la tabla con los datos porque al ser demasiados necesita una tabla muy grande, que indica el porcentaje de apertura cada 15 segundos y en un periodo de 12 horas, para analizar los datos fue necesario revisar el Excel de cada válvula.

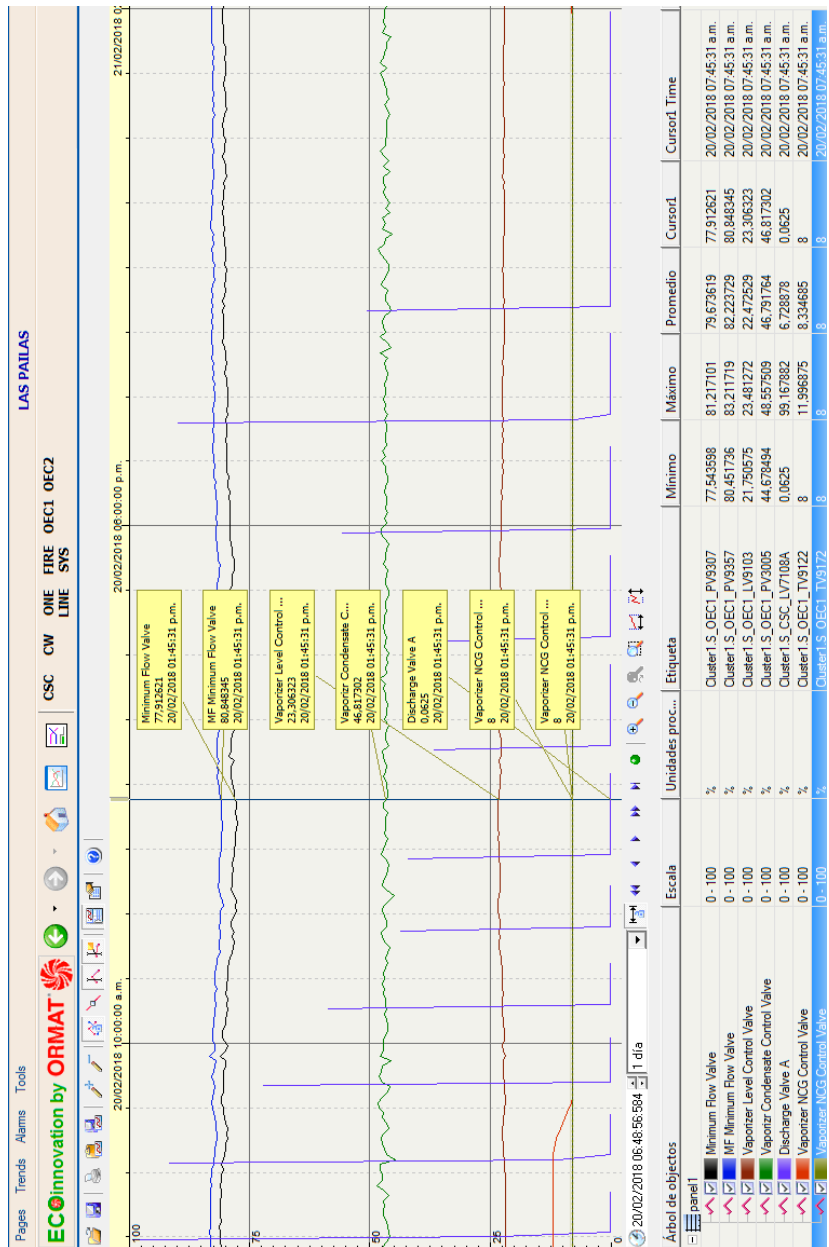


Figura 3.6 Gráfico de modulación de las válvulas

Fuente: Tomado del SCADA

Hora	ms	Presion de	PV 3005 A	PV3005 B	PV 3007	PV 3000 A	PV 3000 B	PV 3118	PV 3130	PV 3037 A	PV 3037 B	LV 4110	LV 7108 A	LV 7108 B	NV 7203	NV 9360 A	NV 9360 B
06:00:00 a.m.	0	6,48455	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:00:15 a.m.	0	6,366607	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:00:30 a.m.	0	6,373143	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:00:45 a.m.	0	6,506463	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:01:00 a.m.	0	6,67027	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:01:15 a.m.	0	6,729663	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:01:30 a.m.	0	6,599713	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:01:45 a.m.	0	6,42732	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:02:00 a.m.	0	6,403987	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:02:15 a.m.	0	6,512053	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:02:30 a.m.	0	6,654967	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:02:45 a.m.	0	6,74136	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:03:00 a.m.	0	6,64364	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:03:15 a.m.	0	6,4735	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:03:30 a.m.	0	6,437603	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:03:45 a.m.	0	6,541743	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:04:00 a.m.	0	6,675317	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:04:15 a.m.	0	6,74185	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:04:30 a.m.	0	6,64177	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:04:45 a.m.	0	6,466417	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:05:00 a.m.	0	6,415393	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:05:15 a.m.	0	6,52116	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:05:30 a.m.	0	6,662647	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:05:45 a.m.	0	6,729493	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:06:00 a.m.	0	6,64249	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:06:15 a.m.	0	6,461937	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:06:30 a.m.	0	6,379823	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0
06:06:45 a.m.	0	6,454883	0	0	100	0	0	100	30,99688	0,0625	0,0625	0	0,0625	0,0625	256	0	0

Figura 3.7 Muestra de archivo con datos de apertura de válvulas

Fuente: Tomado del SCADA

3.3.4. Estimar los consumos

Teniendo todos los datos anteriores se puede estimar el consumo real de los usuarios. Los manuales de los posicionadores indican su consumo por lo que sólo falta sumar el de los actuadores. Para obtener el consumo de estos actuadores se calculó el volumen del cilindro con las medidas que dicen las especificaciones técnicas, este volumen se debe multiplicar por el porcentaje de modulación, ya que no todas las válvulas abren y cierran al 100%, por lo que no consumen el total del volumen. La

Tabla 3.2 muestra los consumos estimados de los usuarios.

Tabla 3.2 Consumos estimados de los usuarios de la red de aire comprimido

Usuario	Cantidad	Consumo (scfm)	Consumo (Nm ³ /h)
Control de flujo de condensado	1	0,028	0,047
Control de derivación de Salmuera	1	0,444	0,754
Control de Temp. De salida de Salmuera	2	0,139	0,236
Flujo mínimo de Bomba de inyección de Salmuera	1	0,062	0,106
Bombas de inyección de salmuera a pozos de inyección	1	2,758	4,685
Bypass salmuera	1	2,758	4,685
Control de silenciador de Vapor	2	7,453	12,662
Control de nivel de agua de torre de enfriamiento	1	0,052	0,089
Control de nivel de agua de purga	2	0,291	0,495
Alimentación de agua cruda al tanque de NaOH	1	0,400	0,680
Flujo mínimo en condensadores	2	2,399	4,077
Flujo mínimo en condensadores	2	2,399	4,077
Control de nivel de pentano del vaporizador	2	6,721	11,418
Control de temperatura de pentano del vaporizador	2	6,721	11,418
Flujo mínimo de pentano	2	5,261	8,938
Flujo mínimo de pentano	2	5,261	8,938
Flujo pentano	2	3,296	5,600
Control de entrada de pentano a la OEC	2	19,014	32,305
Control de entrada de pentano a la OEC	2	19,014	32,305
Corte de entrada de pentano a la OEC	2	19,014	32,305
Corte de entrada de pentano a la OEC	2	19,014	32,305
Válvulas de control de NCG en Vaporizador	2	0,611	1,039
Válvulas de control de NCG en Vaporizador	2	0,611	1,039
Bomba neumática de pentano	1	10,000	16,990
Bombas de lubricación	8	8,000	13,592

Salidas de servicio	4	8,000	13,592
Salidas a gabinetes	11	8,800	14,951

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

3.4. Comprobación de diámetros actuales

Con el caudal estimado de cada uno de los usuarios y de la red en general se procede a calcular los diámetros óptimos de la tubería actual para comprobar si están correctamente dimensionados o por el contrario contribuyen a disminuir la presión en el camino del aire comprimido, el método usado es el de la Ecuación 2.10 y los diámetros calculados se muestran en la Tabla 3.3. y Tabla 3.4

Tabla 3.3 Diámetros óptimos de la red actual

TRAMO	Caudal max N(L/min)	Diam int (mm)	Diam int real (mm)	Veloc. Real	Caída presión	Caída máx. perm
A-B	5314,50	41,56	76,20	2,38	3,60	45,36
B-B'	237,86	6,42	19,05	1,70	1,62	159,72
B-C	5314,50	41,56	76,20	2,38	2,02	25,52
C-C'	1878,51	22,10	50,80	1,89	1,95	99,83
C'-C''	237,86	6,42	19,05	1,70	1,31	155,75
C'-D	1640,65	20,65	50,80	1,65	0,88	57,87
D-D'	1795,83	21,61	50,80	1,81	0,32	154,87
C-E	3464,56	33,56	76,20	1,55	0,95	26,40
E-E'	237,86	7,86	19,05	1,70	1,77	156,75
E-E''	3464,56	33,56	76,20	1,55	0,31	8,73
E''-F	641,23	12,91	50,80	0,65	0,69	53,02
F-F'	237,86	6,42	19,05	1,70	2,17	155,75
E''-G	3009,74	31,28	76,20	1,35	1,35	48,96
G-G'	1878,51	22,10	50,80	1,89	2,12	101,26
G'-G''	237,86	6,42	19,05	1,70	1,31	152,96

G'-H	1640,65	20,65	50,80	1,65	0,88	53,83
H-H'	1592,67	20,35	19,20	11,23	34,10	152,08
G-I	544,87	11,90	50,80	0,55	0,39	44,55
I-J	249,85	8,06	50,80	0,25	0,03	12,97
I-K	536,41	11,81	25,40	2,16	2,19	41,97
K-K'	838,23	14,76	19,05	6,01	14,49	152,50

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Tabla 3.4 Diámetros óptimos de la red actual

TRAMO	Caudal max N(L/min)	Diam int (mm)	Diam int real	Veloc Real	Caída presión	Caída máx. perm
K-L	838,23	14,76	25,40	3,38	13,47	112,72
F-M	723,03	13,71	50,80	0,73	0,29	18,00
M-N	348,66	9,52	19,05	2,50	3,76	84,07
M-Ñ	642,57	12,93	50,80	0,65	0,03	2,37
Ñ-O	333,36	9,31	25,40	1,34	3,28	26,38
O-O'	26,82	2,64	19,05	0,19	0,03	155,42
O-P	306,54	8,93	25,40	1,24	0,33	3,13
P-P'1	9,77	1,59	19,05	0,07	0,00	3,13
P'1-P'2	4,89	1,13	19,05	0,04	0,00	3,13
P'2-P'3	2,44	0,80	19,05	0,02	0,00	3,13
P'1-P"1	4,89	1,13	19,05	0,04	0,00	3,13
P'2-P"2	4,89	1,13	19,05	0,04	0,00	3,13
P'3-P"3	4,89	1,13	19,05	0,04	0,00	3,13
P-Q	296,77	8,78	25,40	1,20	2,90	28,86
Q-Q'	268,20	6,82	19,05	1,92	1,00	148,91
Q-R	296,77	7,17	25,40	1,20	0,32	3,23
R-S	308,44	8,96	19,05	2,21	2,13	46,70
S-S'	281,62	8,56	19,05	2,02	0,71	18,40
S-S"	281,62	8,56	19,05	2,02	3,22	83,49
R-T	269,95	8,38	19,05	1,93	7,61	21,44
T-T'	41,00	3,26	50,80	0,04	0,00	150,22
T-T"	10,25	1,63	19,05	0,07	0,02	155,42

Ñ-U	10,25	1,63	19,05	0,07	0,01	155,42
U-V	20,50	2,31	25,40	0,08	0,01	68,00
U-W	10,25	1,63	19,05	0,07	0,01	155,41
U-X	10,25	1,63	19,05	0,07	0,02	87,42
X-Y	333,36	9,31	25,40	1,34	3,28	26,38
X-Z	26,82	2,64	19,05	0,19	0,03	155,42

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Tabla 3.5 Diámetros óptimos de la red en las OEC

TRAMO	Caudal max N(L/min)	Diam int (mm)	Diam int real	Veloc Real	Caída presión	Caída máx. perm
D-D1	1789,06	22,10	50,80	1,89	0,77	79,72
D1-D2	1076,84	17,15	50,80	1,14	0,28	74,10
D2-D3	1076,84	17,15	50,80	1,14	0,32	
D3-D4	538,42	12,12	50,80	0,57	0,06	
D4-D5	269,21	8,57	50,80	0,28	0,01	
D3-D6	538,42	12,12	50,80	0,57	0,16	
D6-D7	269,21	8,57	50,80	0,28	0,01	
D1-D8	712,22	13,94	50,80	0,75	0,09	61,38
D8-D9	357,64	9,88	50,80	0,38	0,03	77,17
D9-D10	323,67	9,40	50,80	0,34	0,00	15,43
D10-D11	249,19	8,25	25,40	1,05	1,40	152,58
D9-D12	33,97	3,05	25,40	0,14	0,03	153,96
D10-D14	148,96	6,38	25,40	0,63	0,53	89,74
D13-D15	249,19	8,25	25,40	1,05	0,57	56,21
D8-D16	559,42	12,36	50,80	0,59	0,14	259,96
D16-D17	249,19	8,25	25,40	1,05	0,45	47,45
D16-D18	559,42	12,36	25,40	2,37	0,79	13,24
D18-D19	67,94	4,31	25,40	0,29	0,08	64,25
D18-D20	491,48	11,58	25,40	2,08	5,01	69,08
D20-D21	93,33	5,05	25,40	0,39	0,07	21,24
D20-D22	398,15	10,43	25,40	1,68	1,01	311,92
D22-D23	93,33	5,05	25,40	0,39	0,05	12,63
D22-D24	249,19	8,25	25,40	1,05	0,55	21,20
D24-D25	249,19	8,25	25,40	1,05	0,24	9,09
D24-D26	249,19	8,25	25,40	1,05	0,54	19,01

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Las celdas en verde no tienen ningún valor, puesto que están después del tanque de almacenamiento en las OEC para recuperar pérdidas de presión y picos altos de consumo en las válvulas de corte y control en la unidad.

Los cálculos realizados en una hoja de Excel muestran claramente que las caídas de presión en las tuberías son mucho menores a las permisibles, la mayoría está sobredimensionada hasta en un 90%, por lo tanto, el diámetro de las tuberías no es una causa real de los paros no programados. Por otro lado, el consumo total estimado de los usuarios corresponde aproximadamente, a un 97% de la capacidad del compresor, por esta razón cuando se da un pico inesperado de consumo se supera la capacidad del compresor y debe entrar el segundo compresor a trabajar, sin embargo, no siempre logra entrar a tiempo para brindar el exceso necesario, y por lo tanto cae súbitamente la presión al final de la línea.

3.5. Fugas en el sistema de aire comprimido

Se realizó una revisión de fugas por toda la red usando el método más simple, agua de jabón, con una herramienta tan sencilla es posible identificar grandes pérdidas de dinero en fugas de aire comprimido, la revisión arrojó varias fugas, la mayoría estaban ubicadas en las conexiones hacia las válvulas, es decir en diámetros pequeños, por lo que su solución es tan sencilla como aplicar un poco de teflón, otras se presentaban en empaques en mal estado, por lo que era necesario realizar el cambio; en la

Figura 3.8 Fuga en llave que va hacia la válvula de flujo mínimo de pentano se muestra una de las fugas encontradas (en anexos se muestran las demás fotografías de fugas).



Figura 3.8 Fuga en llave que va hacia la válvula de flujo mínimo de pentano

Fuente: Fotografía propia

Como se mencionó, algunas de las fugas fue posible corregirlas con teflón, pero para otras era más eficiente utilizar soldadura, aquellas que estaban ubicadas en lugares donde era muy poco probable que se necesitara abrir la red y eran tuberías de 2 o 3 pulgadas (50,8 cm o 76,2 cm). Las correcciones fue posible realizarlas solamente porque la planta estaba parada, debido a la alta producción de eólico e hidro, y por lo tanto no había flujo de pentano (de no darse esta situación hubiese sido necesario esperar hasta el próximo paro programado que se planea para medio año), aun así, fue preciso cumplir con todo el protocolo para trabajos en caliente con atmósferas

peligrosas, realizar mediciones para comprobar que no existían fugas del fluido tan peligroso.



Figura 3.9 Medición de presencia de pentano

Fuente: Fotografía propia



Figura 3.10 Fuga corregida con soldadura en llave de válvula de flujo mínimo de pentano

Fuente: Fotografía propia



Figura 3.11 Fuga corregida con teflón en tapón

Fuente: Fotografía propia



Figura 3.12 Trabajo de cambio de empaque en válvula de flujo mínimo

Fuente: Fotografía propia

Capítulo 4 Rediseño para la red de aire comprimido

La solución más práctica para el problema presentado consiste en colocar un tanque de almacenamiento al final de la línea, para suministrar aire por un tiempo a las válvulas de silenciador de vapor y así evitar que estas se abran. Sin embargo, además de esto, para equilibrar presiones y así tener una presión relativamente uniforme se propone la creación del anillo y de esta manera cerrar la red, que además es una configuración más ventajosa en general.

4.1. Selección de compresor

Con el dato de consumo de todos los usuarios se estima el consumo total que consiste en 4 488,82 l/min que equivale a 158,52 scfm, es necesario actualizar dicho consumo a condiciones actuales (acfm o NI/min), para actualizar estos datos se usa la

Ecuación 2.9. De manera que el consumo de la red es de 188,64 acfm o 5341,70 NI/min, asimismo, aplicando la :

Ecuación 2.13 y asumiendo un factor de fugas de 5% y factor de ampliación de 10% (recomendado por el ingeniero encargado del área) se tiene el caudal de diseño de 216,93 acfm 6142,95 NI/min. El compresor actual es capaz de brindar 214 acfm @ 100 psi, equivalente a 223,34 acfm @ 91,37 psi (6,3 bar que es la presión de trabajo), por lo tanto, el compresor actual cumple con la demanda de la red.

4.2. Selección del secador

Con el caudal que entrega el compresor se procede a seleccionar el secador y corroborar si el que se usa actualmente es el correcto. El compresor H50 de Ingersoll Rand es capaz de entregar 214 acfm @ 100 psi. En la Figura 4.1 se presentan los modelos de secadores HL de Ingersoll Rand, el HL 250 es suficiente para el caudal que entrega el compresor H50, sin embargo, el secador ubicado en la planta es el HL300 que soporta un flujo mayor aun, por lo tanto, no hay ningún problema con el secador actual.

18.0 ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA

MODELO	Flujo de entrada Punto de condensación de -40 SCFM	Flujo de entrada Punto de condensación de -100 SCFM	Flujo de purga SCFM	Ancho pulg. (cm)	Profundidad pulg. sin pasar por alto (cm)	Profundidad pulg. con pasar por alto (cm)	Altura pulg. (cm)	Conexión de entrada y salida de aire	Peso de embarque lb (kg)	Desecante Peso por secadora lb (kg)
HL120	120	96	19	40.5 (102.9)	30 (76.2)	37.5 (95.3)	64 (162.5)	1	563 (255)	134 (61)
HL160	160	128	26	44.5 (113)	33 (83.8)	45 (114.3)	67(170.1)	1 1/2	707 (321)	192 (87)
HL200	200	160	30	44.5 (113)	33 (83.8)	45 (114.3)	67(170.1)	1 1/2	731 (332)	236 (107)
HL250	250	200	40	48.5 (123.2)	33 (83.8)	45.5 (115.6)	68 (172.7)	1 1/2	869 (394)	290 (132)
HL300	300	240	48	48.5 (123.2)	34 (86.4)	49.5 (125.7)	68 (172.7)	2	924 (419)	344 (156)
HL400	400	320	65	52.5 (133.3)	36 (91.4)	51 (129.5)	68 (172.7)	2	1115 (506)	470 (213)
HL500	500	400	81	56.5 (143.5)	39.5 (100.3)	54.5 (138.4)	82.5 (209.53)	2	1564 (709)	638 (289)
HL600	600	480	93	56.5 (143.5)	39.5 (100.3)	54.5 (138.4)	82.5 (209.53)	2	1664 (755)	748 (339)
HL800	800	640	130	64 (162.5)	51.5 (130.8)	63.6 (161.6)	88 (223.5)	3	2017 (915)	900 (408)
HL1000	1000	800	162	64 (162.5)	51.5 (130.8)	63.6 (161.6)	88 (223.5)	3	2237 (1015)	1100 (499)
HL1200	1200	960	195	64 (162.5)	51.5 (130.8)	63.6 (161.6)	88 (223.5)	3	2424 (1100)	1270 (576)
HL1500	1500	1200	243	78.5 (199.4)	55 (139.7)	N/A	81 (205.7)	4	2974 (1349)	1600 (726)
HL1800	1800	1440	292	84 (213.4)	61 (155)	N/A	94 (238.7)	4	3905 (1771)	2000 (907)
HL2100	2100	1680	340	84 (213.4)	61 (155)	N/A	94 (238.7)	4	4279 (1941)	2340 (1062)
HL2700	2700	2160	438	84 (213.4)	61 (155)	N/A	94 (238.7)	4	4926 (2234)	2928 (1328)

Nota: Todas las secadoras mencionadas cuentan con régimen de 150 psig y 120° F de temperatura máxima de entrada. La capacidad y el flujo de purga se basan en condiciones de entrada estándar (100 psig y 100° F) y variarán en condiciones de entrada diferentes.

Figura 4.1 Especificaciones del secador desecante usado en la planta

Fuente: Tomado de: <https://www.ingersollrandproducts.com>

4.3. Selección de filtros

Los filtros de partículas, según el manual de diseño del sistema de aire comprimido, deben asegurar que las partículas que pasen sean menores a $0,01 \mu\text{m}$ y los filtros de carbón activado un contenido máximo de aceite de $0,01 \text{ mg/m}^3$. Si bien es cierto los compresores son libres de aceite, el aire obtenido de la atmósfera sí puede traer residuos de distintos aceites u otras sustancias, por esta razón son necesarios los filtros de carbón activado. Los filtros para agua no son necesarios pues el punto de rocío del secador regenerativo es bastante bajo por lo que no hay problemas de humedad.

Un detalle importante a la hora de colocar los filtros es que primero debe ir el de carbón activado y luego el de partículas que además debe estar ubicado después del secador, esto debido a que el secador introduce partículas en el flujo, y el filtro de carbón también hace lo mismo, por lo tanto, para asegurar la limpieza del aire se debe respetar esta disposición.

4.4. Nuevo factor de ampliaciones

Como el compresor tiene una capacidad mayor al consumo máximo el factor de ampliación que se tenía de 10% ahora aumenta, y ese cálculo se realiza despejando este factor de la Ecuación 2.13

$$fa = \frac{Q_{comp} - Q_{m\acute{a}x}(1 + ff)}{Q_{m\acute{a}x}}$$

$$fa = \frac{231,76 - 188,64(1 + 0,05)}{188,64}$$

$$fa = 18\%$$

Por lo tanto, si en un futuro se hace una ampliación no debe superar el 18% del consumo actual para no comprometer a los compresores.

4.5. Tanque de almacenamiento

Como se mencionó, es necesario un tanque al final de la línea de distribución, en las válvulas de silenciador de vapor, que son las críticas en un episodio de caída súbita de presión. El volumen del tanque de almacenamiento a utilizar se obtiene utilizando la herramienta online de Kaeser, el flujo requerido será el equivalente al consumo de estas válvulas, presentado en la

Tabla 3.2 (0,21103 m³/min), para un tiempo de almacenamiento de 7 minutos y un ΔP de 1 bar.

- Unidades SI
- Unidades US
- Calcular como tanque de almacenamiento
- Calcular de acuerdo a la frecuencia mínima de conexión permitida

Flujo nominal requerido	V	0.21103	m ³ /min
Tiempo de almacenamiento	t	7	min
Presión inicial del tanque de almacenamiento	P _I	7.20528	bar
Presión final del tanque de almacenamiento	P _F	6.20528	bar
Sin contemplar el caudal adicional del compresor			
Volumen del tanque de almacenamiento	V _R	1.48	m ³

Figura 4.2 Volumen de tanque de almacenamiento al final de la red

Fuente: (Kaeser, 2016)

4.6. Anillo

Con el tanque seleccionado y los diámetros de tubería corroborados se procede a realizar el nuevo diseño en anillo, que consiste en tomar el diseño actual y agregar una tubería paralela a la actual cerrando el anillo.

La tubería por instalar debe ser de aluminio, debido a la presencia de elementos altamente corrosivos como el H₂S y la salmuera, el manual de descripción de diseño del sistema de aire comprimido recomienda acero galvanizado cédula 40 y la instalación actual es de acero inoxidable, sin embargo, consultando con los

proveedores estos no manejan acero inoxidable y sí aluminio. Además, el trabajo para colocar la tubería de acero inoxidable es mucho más complejo que con los sistemas de tubería de aluminio que ofrecen proveedores como Grupo Flotec y Cummins Centroamérica, son sistemas sumamente sencillos de armar sin provocar fugas, mientras que el acero inoxidable necesita un soldador calificado para realizar el trabajo y que se tomará más horas.

Actualmente la tubería sale del cuarto de compresores como se muestra en el plano original de la planta en la Figura 4.3

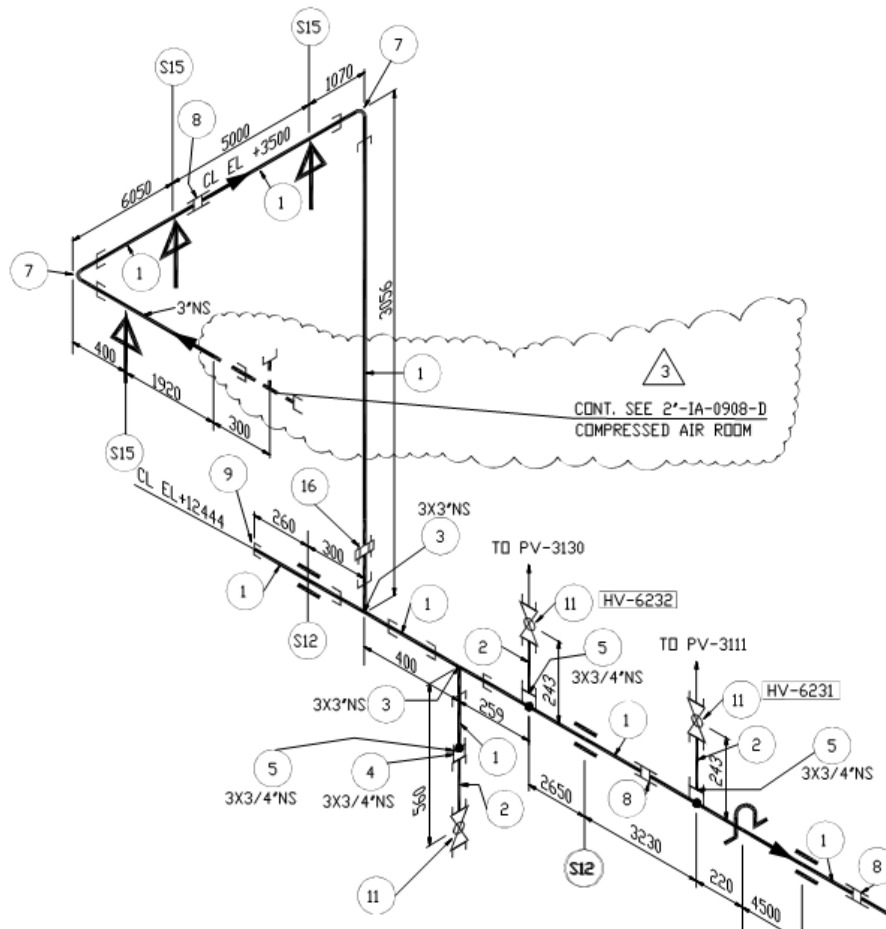


Figura 4.3 Plano del inicio de la red de distribución de aire comprimido

Fuente: Tomado de los planos de la planta

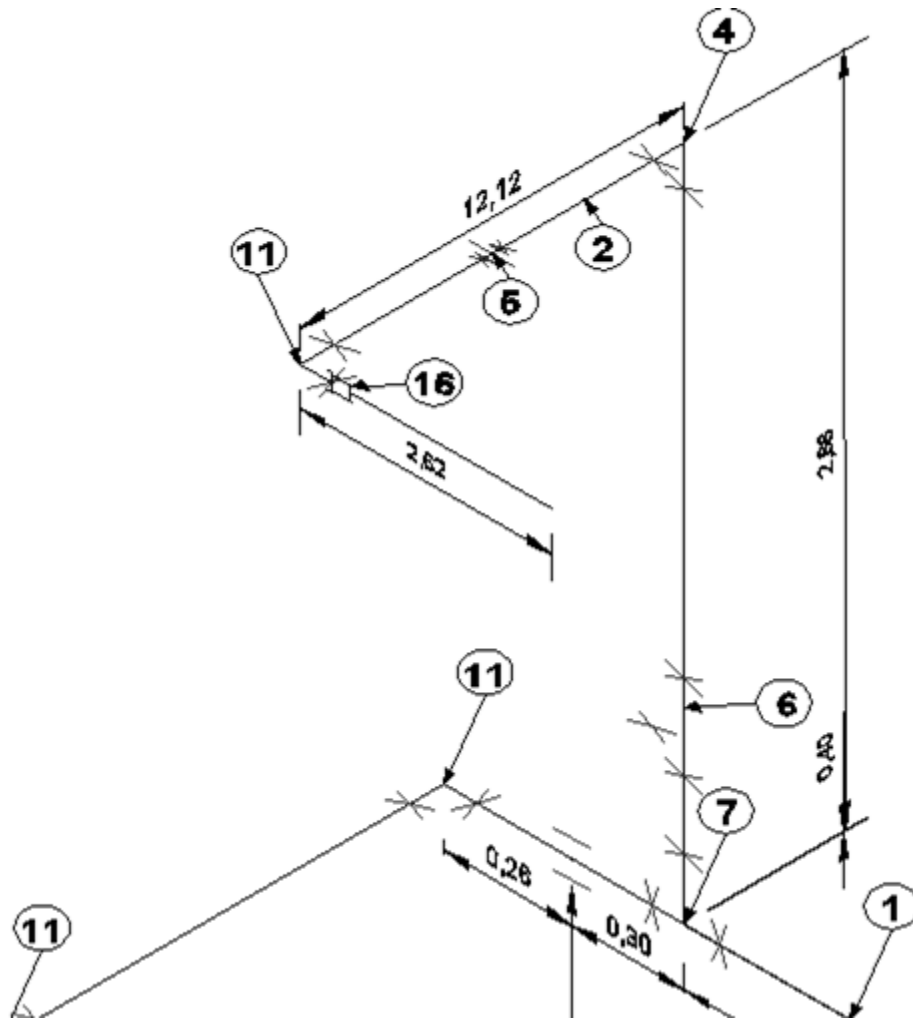


Figura 4.4 Plano del inicio de la red en el rediseño planteado

Fuente: Elaboración propia en AutoCAD 2013

En la Figura 4.4 se muestra un tramo de los planos presentados en Anexos, en esta se detalla el inicio del anillo propuesto, 40 cm arriba de la tubería principal actual se propone un accesorio T para iniciar la tubería paralela que será de 76,2 mm (3 in)

igual que la actual. Se decide que todo el tramo nuevo sea idéntico al actual por uniformidad del anillo y tener el mismo factor de sobredimensionamiento en todo el anillo. A la tubería principal actualmente van conectadas 8 salidas que se detallan en la Tabla 4.1

Tabla 4.1 Salidas de la tubería principal

Salidas	Flujo (l/min)
Tramo C-C´	2271,00
Tramo G-G´	2271,00
Tramo E"-F	1575,83
Tramo G-I	942,08
Válvula PV 3130	78,09
Válvula PV 3111	78,09
5 salidas de servicio	707,92
Válvula 3007	12,57

Fuente: Elaboración propia en Word 2007

Se toma la decisión de dejar solamente una salida de servicio en el inicio de la tubería nueva, esto para facilitar el mantenimiento y el trabajo de colocación de la nueva tubería, además, como las salidas de servicio es poco probable que se usen a la vez no existe el problema de recargar un lado del anillo, las otras salidas, que distribuyen el aire hacia el resto de la planta, se dividen de manera que los tramos C-C´ y E"-F se conectarán a la tubería nueva, mientras que el resto permanecerán como están.

Los cálculos para el tramo de tubería nuevo no se realizaron porque la tabla realizada para comprobar los diámetros actuales es un caso más crítico que con el rediseño propuesto, ya que por los mismos diámetros y longitudes de tubería ahora pasará un flujo menor lo que significa una menor pérdida de presión.

4.7. Modelo en Excel

Para visualizar cómo se comporta la red ante algunos cambios se elaboró una herramienta en Excel, la misma utilizada para obtener los valores presentados en este informe, consiste en un archivo con 4 hojas, la primera tiene un diagrama de la red de aire comprimido con valores de diámetros en distintos tramos, el usuario puede cambiar este valor a distintos predeterminados, aunque se sabe que el Sistema Internacional de medidas es el oficial en Costa Rica, los valores de estos diámetros que se pueden cambiar se dan en pulgadas, pues es más familiar a la hora de hablar de diámetros de tubería, sin embargo, los cálculos relacionados a diámetros, velocidad y caída de presión sí se dan en las unidades del SI; la segunda hoja contiene la información de las válvulas, sus etiquetas, modelos y consumos, el usuario puede cambiar los consumos e inmediatamente cambian los cálculos también; la tercer hoja presenta las longitudes de los tramos con sus respectivos accesorios y por último la cuarta hoja detalla todos los cálculos realizados que demuestran cómo se comporta la red de aire comprimido.

Capítulo 5 Análisis económico

5.1. Ahorro debido a corrección de fugas

Las acciones correctivas para el problema de las fugas se vieron reflejadas inmediatamente en un ahorro en el consumo eléctrico de la planta, como el ahorro se da en la misma red de aire comprimido y por ser una actividad realizada durante el proyecto este ahorro se incluye en el análisis económico, se analizaron los datos del contador de energía de consumo propio de la planta.

Tabla 5.1 Datos del contador de energía de consumo propio

		Energía consumida acumulada kW/h	Energía consumida en el
Lapso	01/01/2018	5 406 628,5	1 842 085
1	14/01/2018	7 248 713,5	
Lapso	15/02/2018	7 872 222	1 779 789
2	28/02/2018	9 652 011	

Fuente: Elaboración propia en Word 2007

Los lapsos comparados tienen más de un mes de diferencia, se hace el análisis de esta manera para que ambos estuvieran en las mismas circunstancias (con la planta generando), en las fechas entre estos la planta no se encontraba trabajando, y el único cambio que se realizó relacionado a ahorro energético fue el de corrección de fugas, por lo tanto, se sabe con certeza que el ahorro que se encontró está directamente relacionado con esta corrección. Este ahorro fue de 62 296 kW/h en 14 días de generación, proyectando este ahorro a un mes se tendría un ahorro de 133

491,43 kW/h, suponiendo que la planta debiera pagar esta energía con la tarifa industrial que tiene el ICE, publicado en el diario oficial La Gaceta que rige entre el 1 de abril y el 30 de junio del 2018.

C. Precios mensuales:

Para consumos menores o iguales que 3 000 kWh	
Por cada kWh	¢ 116.77
Para consumos mayores de 3 000 kWh	
Cargo por energía, por cada kWh	¢ 69.86
Cargo por potencia, por cada kW	¢ 11 549.60

Figura 5.1 Tarifas mensuales del ICE

Fuente: Gaceta (2018)

Con esta tarifa se tiene un ahorro proyectado de ¢ 24 703 925,31 mensuales, unos casi ¢ 300 000 000 anuales solamente corrigiendo fugas.

5.2. Viabilidad económica del proyecto

En todo proyecto de inversión es necesario realizar un análisis económico del mismo, la razón de ser de toda empresa es la ganancia, es por esto por lo que si se tiene un gasto se debe tener así mismo algún tipo de beneficio, este beneficio puede ser de tipo social, de ambiente laboral o, el más común, económico, sea cual sea el beneficio debe ser demostrable.

Los gastos de este proyecto contemplan todos los accesorios necesarios para cerrar el anillo de tubería, además de la tubería de aluminio y el tanque de almacenamiento. En los ahorros se tiene, como ya se comentó anteriormente, un ahorro importante por corrección de fugas, que en este caso la mano de obra no se contempla, pues el soldador encargado del trabajo fue prestado de la planta de Miravalles, es decir no representó ningún gasto extra, esta actividad solamente dejó ganancias.

En los anexos se muestran las cotizaciones realizadas donde la opción más cómoda es la brindada por Grupo Flotec con un total de \$16 310 + IV, es decir aproximadamente ¢10 466 752 al tipo de cambio del 26 de mayo del 2018 en el proyecto. Por el lado de los ahorros se investigó los últimos paros de la planta debido a la red de aire comprimido que se dieron entre el 2013 y la actualidad, estos datos se presentan en la Tabla 5.2 y Tabla 5.3.

Tabla 5.2 Disparos de la Unidad 1 debido a caída de presión

Fecha	Hora del evento	Tiempo de paro (min)	Generación (MW)	Costos
18/03/2015	08:30	60	20,095	¢ 1 558 166
04/04/2015	08:45	25	20,2	¢ 652 628
16/06/2016	02:40	30	19,17	¢ 743.221
24/08/2017	13:00	13	18,75	¢ 315.006

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Tabla 5.3 Disparos de Unidad 2 debido a caída de presión

Fecha	Hora del evento	Tiempo de paro (min)	Generación (MW)	Costos
10/11/2013	14:30	12,0	21,78	₡ 337 764
05/02/2014	03:00	24,0	22,75	₡ 705 614
18/03/2015	08:30	60,0	20,095	₡ 1 558 166
16/06/2016	02:40	30,0	19,17	₡ 743 220
20/11/2016	10:00	14,0	15,415	₡ 278 898

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Como se muestra, las unidades 1 y 2 pararon en total 128 minutos y 140 minutos respectivamente, lo que significa que en total se dejó de generar 88 892 MWh de energía que podían alimentar a unos 450 hogares durante un mes, esto a la vez puede ser cuantificado económicamente, asumiendo la tarifa residencial que rige entre el 1 de abril y el 30 de junio del 2018, es decir se está suponiendo que todos los consumidores son casas de habitación.

C.- Precios mensuales:

Primeros 200 kWh a	₡77.54 /kWh
Por cada kilovatio adicional	₡139.74 /kWh

Figura 5.2 Tarifa residencial del ICE

Por lo tanto, estas pérdidas totales son de ₡ 6 892 686 desde el 2013, sin embargo, tomando solamente en cuenta los últimos 3 años sería una pérdida de ₡ 5 849 307, al intervenir el diseño de la red de aire comprimido se evitarían este tipo de paros y se podría continuar generando lo que significarían ganancias. Para el análisis se tomarán los últimos 3 años, pues significa que las fallas han ido aumentando y seguiría comportándose de esta manera si no se interviene, por lo tanto, promediando la pérdida para tener el dato anual se tendría una pérdida anual de unos ₡1 950 000.

Para calcular el Valor Actual Neto y la Tasa Interna de Retorno del proyecto se trabaja con una TREMA del 8% que es con la que se trabaja en el ICE, además se analizará el proyecto a 20 años, ya que este es el plazo aproximado de vida útil que le resta a la planta. De esta manera, y suponiendo que los ahorros debido a la implementación del sistema se comportarán de la misma manera durante el plazo de análisis se tiene la siguiente información:

Tabla 5.4 Valor actual neto y tasa interna de retorno del proyecto

Variable	Valor
VAN	₡8 678 635
TIR	17,94%
PRI	7-8 años

Fuente: Elaboración propia en Excel 2007

Los valores de la Tabla 5.4 muestran un Valor Actual Neto bastante importante, además la Tasa Interna de Retorno es más del doble que la necesaria para que el ICE vea como factible el proyecto, y el Período de Retorno de la Inversión es menor

a la mitad del plazo establecido, por estas razones el proyecto se justifica financieramente.

Cabe destacar que para este análisis de VAN y TIR no se ha tomado en cuenta el ahorro que se obtuvo por la corrección de fugas de casi 25 millones de colones en un mes, es decir la medida de corrección de fugas estaría pagando la misma inversión del proyecto en tan sólo un mes.

Conclusiones

- Se elaboraron los planos de la red con el rediseño propuesto.
- Se propuso un diseño que asegura una estabilidad en la presión del sistema y una protección ante picos súbitos de consumo.
- Los compresores instalados cumplen con la demanda estimada de la planta de 4 488,82 NI/min.
- Los diámetros de la tubería no representan problema por caída de presión.
- Las velocidades en los tramos son menores a las recomendadas.
- Las futuras ampliaciones no pueden sobrepasar un 18%.
- Se cuantificó el ahorro por corregir el diseño actual, que es de ¢ 5 849 307 en 3 años, proyectando que la red se comportaría como en los últimos 3 años.
- Se calculó el ahorro que representó la corrección de fugas que fue de ¢ 24 703 925,31 mensuales
- La TIR del proyecto indica que el mismo es viable.
- El proyecto recupera su inversión entre el año 7 y 8.

Recomendaciones

- Ejecutar la propuesta lo más pronto posible para evitar futuros paros en las unidades.
- Realizar una auditoría del sistema de aire comprimido para comprobar los datos estimados.
- Evitar conectar equipos a las salidas de servicio en tareas de mantenimiento hasta que se realice el trabajo propuesto.
- Utilizar el archivo Excel para contemplar futuras ampliaciones o cambios en la red.
- Realizar revisiones periódicas de fugas, ya que como se comprobó representan un consumo importante de electricidad.

Bibliografía

- Aplicación para el II trimestre de 2018 de la "Metodología para el ajuste extraordinario de las tarifas del servicio de electricidad, producto de las variaciones en el precio de los combustibles (CVC) utilizados en la generación térmica para consumo nacional" para el servicio de generación del ICE y el servicio de distribución de todas las empresas distribuidoras. (20 de marzo de 2018). *Diario Oficial La Gaceta* .
- Atlas Copco Airpower NV. (2011). *Manual de aire comprimido* . Boomsesteenweg, Bélgica.
- Carnicer Royo, E. (1994). *Aire comprimido* . Madrid: Paraninfo S.A.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de flúidos Fundamentos y aplicaciones* (1ra ed.). México, D.F: Mc Graw-Hill Interamericana .
- Centro Nacional de Control de Energía. (2017). *Generación y demanda Informe anual*.
- Centro Nacional de Control de Energía. (2017). *Generación y Demanda Informe Anual*.
- Compressed Air & Gas Institute . (s f.). *Glossary*. Recuperado el 16 de marzo de 2018, de <http://www.cagi.org/education/glossary.aspx>
- Creus Solé, A. (2011). *Instrumentación Industrial* (8va ed.). México D.F: Alfaomega Grupo Editor.
- Garro Zavaleta, A. *Aire comprimido*.
- Grupo ICE. (s f.). *Acerca del Grupo ICE*. Recuperado el Febrero de 2018, de <https://www.grupoice.com/wps/portal/ICE/AcercaDelGrupoICE>
- Grupo ICE. (s f.). *Buenas prácticas de eficiencia energética para aire comprimido industrial*. Recuperado el 14 de marzo de 2018, de

<https://www.grupoice.com/wps/portal/ICE/Electricidad/eficiencia-energetica/clienteindustrialpymeserv>

Grupo ICE. (2015). Costa Rica: matriz eléctrica . *Un modelo sostenible único en el mundo* . Dirección Comunicación e Identidad Corporativa-ICE.

Ingersoll Rand. (2016). *Oil-Free Rotary-Screw*. Obtenido de <https://www.ingersollrandproducts.com>

Kaeser. (2016). Recuperado el marzo 24 de 2018, de Dimensionamiento del Tanque de Almacenamiento de Aire [Aplicación online]:

http://mx.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/Air_receiver_sizes/default.asp

ORMAT. (s f.). *Geothermal Power*. Recuperado el 16 de marzo de 2018, de <http://www.ormat.com/en/renewables/geothermal/view/?ContentID=155>

Rojas, J. *Aire Comprimido* .

Squire-Cogswell. (s f.). Recuperado el 20 de marzo de 2018, de Series of Technical White Papers from Squire-Cogswell: <http://www.offenbar-energy.com/pdf/ACFMvsSCFMvsICFM.pdf>

Virtual Expo Group . (s f.). Recuperado el 05 de marzo de 2018, de Direct Industry: <http://www.directindustry.es/>

Capítulo 6 Anexos

Anexo I : Hojas de datos de los equipos



COMPRESSOR DATA SHEET

Rotary Compressor: Fixed Speed

MODEL DATA - FOR COMPRESSED AIR				
1	Manufacturer: Ingersoll Rand			
2	Model Number	H50A	Date:	June 2015
	<input checked="" type="checkbox"/> Air-cooled	<input type="checkbox"/> Water-cooled	Type:	Screw
	<input type="checkbox"/> Oil Injected	<input checked="" type="checkbox"/> Oil-Free	# of Stages:	2
3*	Rated Capacity at Full Load Operating Pressure ^{a, c}	186	acfm ^{a, c}	
4	Full Load Operating Pressure ^b	125	psig ^b	
5	Maximum Full Flow Operating Pressure ^c	128	psig ^c	
6	Drive Motor Nameplate Rating	50	hp	
7	Drive Motor Nameplate Nominal Efficiency	94.3	percent	
8	Fan Motor Nameplate Rating (if applicable)	5.0	hp	
9	Fan Motor Nameplate Nominal Efficiency	89.5	percent	
10*	Total Package Input Power at Zero Flow ^e	13.9	kW ^e	
11	Total Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^d	47.4	kW ^d	
12*	Specific Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^e	25.5	kW/100 cfm ^e	

* For models that are tested in the CAGI Performance Verification Program, these are the items verified by the third party program administrator. Consult CAGI website for a list of participants in the third party verification program: www.cagi.org

Figura I.1 Hoja de datos de compresor usado en la planta

Fuente: Tomado de: <https://www.ingersollrandproducts.com>

involving monitoring the device, setting parameters, and reading out data. Communication is based on the HART protocol. Reading data out from the device has no effect on active operation. Newly set parameters are saved in the non-volatile memory directly upon download to the device, and become active immediately.

EDD

The EDD (Electronic Device Description) is used to read and modify simple device parameters on handheld terminals or in the vicinity of the system.

	Actuator travel (min. range > 20%)
Actuator travel time prolongation	Range of 0 ... 200 seconds, separately for each direction
Dead band time limit	Setting range 0 ... 200 seconds (monitoring parameter for control until the deviation reaches the dead band)

Pneumatic connections

Input / Output	
Threaded holes	G 1/4 1/4-18 NPT

Compressed air output	
Range	0 ... 10 bar (0 ... 145 psi)
Air capacity	Standard: 40 kg/h = 31 Nm ³ /h = 20 scfm Optional: 50 kg/h (40 Nm ³ /h / 23 scfm)
Output function	For single or double-acting actuators Air is vented from actuator or actuator is blocked in case of (electrical) power failure
Shut-off values	End position 0 % = 0 ... 45 % End position 100 % = 55 ... 100 %

Instrument air¹⁾	
Purity	Maximum particle size: 5 µm Maximum particle density: 5 mg/m ³
Oil content	Maximum concentration 1 mg/m ³
Pressure dew point	10 K below operating temperature
Supply pressure	1.4 ... 10 bar (20 ... 145 psi)
Air consumption ²⁾	< 0.03 kg/h / 0.015 scfm

- 1) Free of oil, water and dust in accordance with DIN / ISO 8573-1. Pollution and oil content according to Class 3
2) Independent of supply pressure

Figura I.2 Datos técnicos ABB EDP300

Fuente: Tomado de Hoja de datos del posicionador

Table 8. Specifications

<p>Available Configurations</p> <p>Valve-Mounted Instrument <i>DVC6010</i>: Sliding-stem applications <i>DVC6020</i>: Rotary and long-stroke sliding-stem applications <i>DVC6030</i>: Quarter-turn rotary applications</p> <p>Remote-Mounted Instrument⁽¹⁾ <i>DVC6005</i>: Base unit for 2 inch pipestand or wall mounting <i>DVC6015</i>: Feedback unit for sliding-stem applications <i>DVC6025</i>: Feedback unit for rotary or long-stroke sliding-stem applications <i>DVC6035</i>: Feedback unit for quarter-turn rotary applications</p> <p><i>DVC6000</i> digital valve controllers can be mounted on Fisher and other manufacturers rotary and sliding-stem actuators.</p> <p>Input Signal</p> <p>Point-to-Point: <i>Analog Input Signal</i>: 4-20 mA DC, nominal Minimum Voltage Available at instrument terminals must be 10.5 volts DC for analog control, 11 volts DC for HART communication (see instrument instruction manual for details) <i>Minimum Control Current</i>: 4.0 mA <i>Minimum Current w/o Microprocessor Restart</i>: 3.5 mA <i>Maximum Voltage</i>: 30 volts DC <i>Overcurrent Protection</i>: Input circuitry limits current to prevent internal damage. <i>Reverse Polarity Protection</i>: No damage occurs from reversal of loop current. Multi-drop: <i>Instrument Power</i>: 11-30 VDC at approximately 8 mA <i>Reverse Polarity Protection</i>: No damage occurs from reversal of loop current.</p> <p>Output Signal</p> <p>Pneumatic signal as required by the actuator, up to full supply pressure. Minimum Span: 0.4 bar (6 psig)</p>	<p>Maximum: 10.0 bar (145 psig) or maximum pressure rating of the actuator, whichever is lower</p> <p>Medium: Air or Natural Gas</p> <p><i>Air</i>: Supply pressure must be clean, dry air that meets the requirements of ISA Standard 7.0.01.</p> <p><i>Natural Gas</i>: Natural gas must be clean, dry, oil-free, and noncorrosive. H₂S content should not exceed 20 ppm.</p> <p>A maximum 40 micrometer particle size in the air system is acceptable. Further filtration down to 5 micrometer particle size is recommended. Lubricant content is not to exceed 1 ppm weight (w/w) or volume (v/v) basis. Condensation in the air supply should be minimized</p> <p>Steady-State Air Consumption⁽³⁾</p> <p>Standard Relay <i>At 1.4 bar (20 psig) supply pressure</i>: Less than 0.38 normal m³/hr (14 scfh) <i>At 5.5 bar (80 psig) supply pressure</i>: Less than 1.3 normal m³/hr (49 scfh)</p> <p>Low Bleed Relay⁽⁴⁾ <i>At 1.4 bar (20 psig) supply pressure</i>: Average value 0.056 normal m³/hr (2.1 scfh) <i>At 5.5 bar (80 psig) supply pressure</i>: Average value 0.184 normal m³/hr (6.9 scfh)</p> <p>Maximum Output Capacity⁽³⁾ <i>At 1.4 bar (20 psig) supply pressure</i>: 10.0 normal m³/hr (375 scfh) <i>At 5.5 bar (80 psig) supply pressure</i>: 29.5 normal m³/hr (1100 scfh)</p> <p>Failure Modes</p> <p>Refer to figure 23</p> <p>Independent Linearity⁽⁵⁾ ±0.50% of output span</p>
---	---

Figura I.3 Datos técnicos posicionador Fisher

Fuente: Tomado de Hoja de datos del posicionador

Input		Hazardous Rating: Non-Incendive, Class I, Division 2, Groups A,B,C,D Class II, Division 2, Groups F,G Class III, Division 2
Signal:	4 to 20 mA, two wire	
Voltage:	12.3 Volts DC	
Pressure:	15 - 45 psi (Low) 40 - 120 psi: (High)	
Output		
Flow Rate:	8.0 scfm @ 25 psi (Low) 16.2 scfm @ 90 psi (High)	
Pressure:	0 to 45 psi (Low) 0 to 120 psi (High)	
Actuator:	Single Acting or Double Acting	
Technical		
Resolution:	.2% Full Travel	
Linearity:	.5% Full Scale (Rotary) 1% Full Scale (Linear)	Intrinsically Safe Class I, Division 1, Groups A,B,C,D Class II, Division 1, Groups E,F,G Class III, Division 1
Hysteresis:	.2% Full Scale	
Repeatability:	.2% Over One Hour	
Operating Temp:	-40°C to 85°C (-40°F to 185°F)	
Thermal Coefficient:	2% / 100°C	
Air Consumption:	.003 scfm @ 25 psi (Low) .008 scfm @ 90 psi (High)	
Enclosure		
Material:	Engineered Resin	
Class of Equipment:	NEMA type 4	
Weight:	7.2 Pounds	
Air Connections:	1/4" NPT	
Conduit Connection:	1/2" NPT (Standard) M20 (Optional)	
Approvals		FM, CSA (Standard) Cenelec (Special Label Req.) Kema (Special Label Req.)

Figura I.4 Datos técnicos Icot 5000

Fuente: Tomado de Hoja de datos del posicionador

5 Datos técnicos

5.1 Entrada

Señal de ajuste (técnica de dos líneas)

Alcance nominal	4 ... 20 mA
Área parcial	20 ... 100 % parametrizable a partir del alcance nominal
Máx.	50 mA
Mín.	3,6 mA
Inicio a partir de	3,8 mA
Voltaje de cumplimiento a 20 mA	9,7 V
Impedancia a 20 mA	485 Ω
Entrada binaria	
Tensión de control	0 ... 5 V DC Estado de conmutación lógico "0" 11 ... 30 V DC Estado de conmutación lógico "1"
Corriente	máx. 4 mA

5.2 Salida

Salida de aire comprimido

Área de ajuste	0 ... 6 bar (0 ... 90 psi)
Potencia de aire	5,0 kg/h = 3,9 Nm ³ /h = 2,3 sfc Presión de aire de entrada a 1,4 bar (20 psi) 13 kg/h = 10 Nm ³ /h = 6,0 sfc Presión de aire de entrada a 6 bar (90 psi)
Función de salida	Para los accionamientos de regulación simples o dobles, el accionamiento purga / bloquea en caso de interrupción de la corriente (eléctrica).
Área de cierre	Fin de carrera 0 % = 0 ... 45 % Fin de carrera 100 % = 55 ... 100 %

Salida binaria (circuito de corriente de conformidad con DIN 19234 / NAMUR)

Voltaje de alimentación	5 ... 11 V DC
Corriente > 0,35 mA ... < 1,2 mA	Estado de conmutación lógico "0"
Corriente > 2,1 mA	Estado de conmutación lógico "1"
Sentido efectivo (parametrizable)	lógico normal "0" lógico "1"

5.3 Recorrido de regulación

Ángulo de giro

5.4 Suministro de aire

Aire para instrumentos

Sin aceite, agua y polvo de conformidad con DIN/ISO 8573-1
La contaminación y el contenido de aceite corresponden a la clase 3 (pureza: tamaño máx. de las partículas: 5 µm, densidad máx. de las partículas: 5 mg / m³; contenido de aceite: concentración máx: 1 mg / m³; Punto de condensación bajo presión: 10 K por debajo de la temperatura de servicio)

Presión de entrada

1,4 ... 6 bar (20 ... 90 psi)

Nota: ¡Observe la presión máx. de ajuste del accionamiento!

Consumo propio

< 0,03 kg/h / 0,015 scfm (independientemente de la presión de entrada)

5.5 Datos de transmisión y tamaños de influencia

Salida Y1

Ascendente	Señal de ajuste ascendente 0 ... 100 % Presión ascendente en la salida
Descendente	Señal de ajuste descendente 0 ... 100 % Presión descendente en la salida

Dirección de control (señal de ajuste)

Ascendente	Señal 4 ... 20 mA = Posición de ajuste 0 ... 100 %
Descendente	Señal 20 ... 4 mA = Posición de ajuste 0 ... 100 %

Característica (recorrido de regulación = f {señal de ajuste})

Lineal, con el mismo porcentaje 1:25 ó 1:50 ó 25:1 ó 50:1 y se puede determinar libremente con 20 puntos de apoyo.	
Desviación de la característica	≤ 0,5 %
Gama de tolerancia	0,3 ... 10 %, ajustable
Zona neutra	0,1 ... 10 %, ajustable
Resolución (conversión A/D)	> 16000 pasos
Tasa de exploración	20 ms
Influencia de temperatura ambiental	≤ 0,5 % por cada 10 K
Influencia de vibraciones mecánicas	≤ 1 % hasta 10 g y 80 Hz

Carga sísmica

Figura I.5 Datos técnicos ABB TZIDC

Fuente: Tomado de Hoja de datos del posicionador

Spring return

006	221	-	1	2.750	2	12	0.5	13
015	525	-	1	4.375	2	30	1	20
023	800	1120	1	4.375	3	45	1	38
036	1260	1764	1	5.438	3	70	1.5	46
046	1600	2240	2	4.375	3	88	2	47
058	*1600	*2240	2	5.438/4.375	3	112	2.3	54
059	1890	2646	2	4.375/5.438	3	112	2.4	54
072	2500	3500	2	5.438	3	137	2.5	60
100	3500	4900	2	6.250	3	182	3	86
135	5670	7938	1	8.250	5	267	4.5	210
210	8085	11319	1	10.250	5	413	5	235
270	10395	14553	2	8.250	5	526	6	250
344	12637	17692	2	10.250/8.250	5	671	7	315
345	****13760	****19264	2	8.250/10.250	5	671	7	315
370	14893	20850	1	12.250	6	707	8	540
420	15435	21609	2	10.250	5	816	8.5	379
575	21131	29583	1	15.500	6	1132	9.5	779
740	29785	41699	2	12.250	6	1395	10	660
944	*27713	*38798	2	15.500/12.250	6	1820	11	871
945	32303	45224	2	12.250/15.500	6	1820	11	871
1150	42263	59168	2	15.500	6	2245	12	1082
1485	59333	83066	2	12.250	12	2791	20	1950
1934	*66750	*93449	2	15.500/12.250	12	3641	22	2025
1935	71601	103833	2	12.250/15.500	12	3641	22	2095
2385	95469	133656	2	15.500	12	4491	24	2150
3071	119336	167070	2	19.250/15.500	12	5719	28	2475
3072	****129199	180879	2	15.500/19.250	12	5719	28	2890
3731	147656	206718	2	19.250	12	6947	31	3115
4534	166113	232558	2	23.00/19.250	12	8440	35	3925
5336	211149	295608	2	23.00	12	9934	39	4425
6044	235995	330394	2	23.00/19.250	16	11254	44	6325
7114	277756	388859	2	23.00	16	13245	50	6950

NOTES

1. Air consumption:

Cubic inches in chart represent actual free air volume in cylinder between piston and end cap when furthest apart. Air consumption will vary depending on supply pressure. To determine standard cubic feet per minute use the following formula:

$$SCFM = \frac{\text{Vol. in}^3}{1728} \left(\frac{\text{Supply air barg} + 14.7}{14.7} \right) \left(\text{Strokes/min} \right)$$

Example: Calculate SCFM for model 023 double acting using 80 psig air supply and 5 strokes/minute.

$$SCFM = \frac{45}{1728} \left(\frac{80 + 14.7}{14.7} \right) \left(5 \right) = 0.84$$

2. Cycle times shown represent average time to stroke 90 degrees using standard pilot valves and should be used as a guide only. Cycle times can be increased or decreased dramatically by using speed controls, oversized pilot valves or quick exhaust valves.

Figura I.6 Datos mecánicos actuadores Morin

Fuente: Tomado de Hoja de datos de los actuadores

Anexo II : Fugas encontradas en la red



Figura II.1 Corrección de fuga en codo hacia tanque de almacenamiento

Fuente: Fotografía propia



Figura II.2 Corrección de fuga en llave después de filtros

Fuente: Fotografía propia



Figura II.3 Corrección de fuga en llave hacia válvulas de condensador

Fuente: Fotografía propia



Figura II.4 Corrección de fuga en tapón de 3 pulgadas

Fuente: Fotografía propia



Figura II.5 Corrección de fuga en codo hacia salida del cuarto de compresores

Fuente: Fotografía propia

Anexo III : Cotizaciones



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

Ced jurídica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

COTIZACION

25 de Abril 2018

Atención

ICE PAILAS

Ingeniero Dumas Ramirez

ASUNTO: COTIZACION DE EQUIPOS PARA AIRE COMPRIMIDO

Referencia Flotec: 004-086-310 mm

Estimados señores

Es para nosotros un gusto saludarles y a su vez nos permitimos presentar nuestra propuesta técnica económica por los equipos para aire comprimido

RESERVORIO DE AIRE COMPRIMIDO

ITEM	DESCRIPCIÓN
01	RESERVORIO PARA AIRE COMPRIMIDO TIPO VERICAL MARCA FIAC MODELO 2000 PED 100% FABRICADO S EN ITALIA

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- **Marca:** FIAC
- **Modelo:** 2000 PED
- **Capacidad nominal:** 2000 lts, 530 gls
- **Presion máxima de operacion** 15 bar, 218 psi
- **INCLUYE** Manometro, válvula de seguridad,
drenaje mecánico de condensados
- **Dimensiones** altura 2.78 mts, ancho 1.15 mts



Figura III.1 Cotización tanque de almacenamiento Flotec



GRUPOFLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

Ced jurídica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

FOTO ILUSTRATIVA



ACCESORIOS INCLUIDOS



Figura III.2 Cotización tanque de almacenamiento Flotec



GRUPO FLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

Ced jurídica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

GARANTIA

La garantía completa para el TANQUE RESERVORIO Y SUS ACCESORIOS es de **UN AÑO** en forma completa.

Condiciones Comerciales

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO TOTAL US \$
01	01	RESERVORIO PARA AIRE COMPRIMIDO TIPO VERTICAL MARCA FIAC MODELO 2000 PED 100% FABRICADO S EN ITALIA INCLUYE VALVULA DE SEGURIDAD, DRENAJE AUTOMATICO Y MANOMETRO INDICADOR	\$ 3.000,00 MAS I.V.

OBSERVACIONES

- PRECIOS MAS IMPUESTOS DE VENTAS.

LUGAR DE ENTREGA:

- En sus instalaciones en Guanacaste.

FORMA DE PAGO:

- Según las condiciones de pago del ICE.

TIEMPO DE ENTREGA:

- 8 -10 SEMANAS.

VIGENCIA DE LA OFERTA:

- 15 días hábiles

Atentamente,

Mauricio Moreira
Gerencia Técnica GRUPO FLOTEC



Figura III.3 Cotización Tanque de almacenamiento Flotec

Resumen Escenario Económico Opcion #1

ITEM	DESCRIPCION	CANT	P.UNIT. \$	P.TOTAL \$
1	Tanque de aire Comprimido Acero Inoxidable 400 Galones / 165 Psig	1	\$19,750.00	\$19,750.00
2	Flete (Cummins-Planta ICE Pailas)	1	Incluido	\$0,00
3	Kit de Accesorios para Tanque (Manómetro-Valvula Seguridad-Trampa Cero Perdidas Neumática) KIT-PNLD16-165PSI-382CFM	1	\$1,100.00	\$1,100.00
4	Flete (Cummins-Planta Ice Pailas)		Incluido	\$0,00
				\$0,00
Sub-Total de la Oferta				\$20,850.00
Impuestos (13%) (Exonerados)				\$2,710.00
Valor Total de la Oferta				\$23,560,50

Resumen Escenario Económico Opcion #2

ITEM	DESCRIPCION	CANT	P.UNIT. \$	P.TOTAL \$
1	Tanque de aire Comprimido Acero Inoxidable 400 Galones / 200 Psig	1	\$20,750.00	\$20,750.00
2	Flete (Cummins-Planta ICE Pailas)	1	Incluido	\$0,00
3	Kit de Accesorios para Tanque (Manómetro-Valvula Seguridad-Trampa Cero Perdidas Neumática) KIT-PNLD16-165PSI-382CFM	1	\$1,100.00	\$1,100.00
4	Flete (Cummins-Planta Ice Pailas)		Incluido	\$0,00
				\$0,00
Sub-Total de la Oferta				\$21,850.00
Impuestos (13%) (Exonerados)				\$2,840,50
Valor Total de la Oferta				\$24,690,50

Figura III.4 Cotización tanque de almacenamiento Cummins



GRUPO FLOTEC S.A

SAN JOSE, COSTA RICA

E-mail: ventas2@grupoflotec.com / flotec@grupoflotec.com

TEL: +506 2221-5559 FAX: +506 2223-8457

Ced juridica: 3-101-043123

WWW.GRUPOFLOTEC.COM

Condiciones Comerciales

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION Lista de materiales ofertados:	PRECIO TOTAL US \$
01	01	<ul style="list-style-type: none"> - 23 tubos de 80 mm - 12 tubos de 50 mm - 1 conexión de 3" NPT a DN 80 mm (La conexión que va en el tapón actual). - 1 Tee que reduzca de 80 mm a 3/4 NPT (vi que sólo hay de 80 mm a 1", entonces la reducción que me lleve a 3/4"). - 2 Tee reductora DN 80mm a 2" FNPT - 13 uniones de 80 mm - 6 uniones de 50 mm - 2 reducciones 80 mm a 63 mm, 63mm A 50mm - 10 codos 50 mm - 17 codos 80 mm - Conexión 1 1/2" NPT a 50 mm (para conectar el final de la línea al tanque de almacenamiento) - 1 drenaje mecánico al final del anillo - 1 Tapón de 80mm - 1 válvula de bola de 80mm - 1 válvula de bola de 50mm - 1 juego de 5 tuercas de 50mm - 1 juego de 5 tuercas de 80mm - 1 juego de anillo de 50mm - 1 juego de anillo de 80mm - 1 juego de partes internas 50mm - 1 juego de partes internas de 80mm - 50 soportes tipo roscados Pipe hanger rubber - 100 soportes tipo roscados Pipe Hanger rubber - 2 herramientas para 50mm - 2 herramientas para 80mm 	\$ 13.310,00 MAS I.V.



Figura III.5 Cotización tubería y accesorios Flotec