

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ARRANQUE DE AIRE
COMPRESIVO DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA ANA III (PCSA-3)
DE PDVSA GAS-ANACO

REALIZADO POR:
ARIAS HERNÁNDEZ, RICHARD JOSÉ

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

BARCELONA, MAYO 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ARRANQUE DE AIRE
COMPRESIDO DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA ANA III (PCSA-3)
DE PDVSA GAS-ANACO

PROF. ORLANDO AYALA R
TUTOR ACADÉMICO

ING. ROBERTSÁNCHEZ
TUTOR INDUSTRIAL

BARCELONA, MAYO 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ARRANQUE DE AIRE
COMPRESIDO DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA ANA III (PCSA-3)
DE PDVSA GAS-ANACO

EL JURADO PRINCIPAL HACE CONSTAR QUE ASIGNÓ A ESTA TESIS
LA CALIFICACIÓN DE:

PROF. ORLANDO AYALA R
TUTOR ACADÉMICO

PROF. JOSÉ EDUARDO RENGEL
JURADO PRINCIPAL

PROF. JOHNNY MARTÍNEZ
JURADO PRINCIPAL

BARCELONA, MAYO 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecerle a Dios por haberme ayudado durante este camino que me ha tocado recorrer, porque sin su ayuda este sueño no se hubiese hecho realidad.

A mi mama “Yusanny Hernández” por el apoyo incondicional que me brindó a lo largo de mi carrera, de verdad muchas gracias y que dios te bendiga.

A mi novia linda y adorada “Caro Villarroel” por su apoyo constante e irrestricto que me ha brindado en los momentos más difíciles por los cuales pase a lo largo de mi carrera como estudiante de Ingeniería Mecánica.

A mis suegros “Yudith y Cleto” por todo el apoyo brindado.

A mi cuñadito “Jesús Villarroel” por ser incondicional conmigo.

Profesor Orlando Ayala R, muchísimas gracias por prestarme su ayuda en la elaboración de mi trabajo de grado, que Dios le de mucha vida por ser tan buena persona.

A mis compañeros de estudio por haber compartido conmigo los principales pasos profesionales de mi vida.

A todas aquellas personas que de alguna forma me brindaron su granito de arena para la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo de grado a Dios El Todopoderoso por haberme guiado por el buen camino y ayudado a romper las fuertes barreras que se me presentaron en mi trayectoria para lograr el título de Ingeniero Mecánico.

A todos mis seres queridos en especial a mis padres, a mi novia hermosa, hermanos, abuelos (mamaíta), tíos y primos.

RESUMEN

En el presente trabajo se muestran los resultados obtenidos en el estudio de caída de presión y consumo de aire, del sistema de arranque de aire comprimido de unos motocompresores de gas turboalimentados, ubicados en la planta compresora “Santa Ana III” de PDVSA GAS ANACO. En la fase inicial de dicho estudio se observaron deficiencias considerables respecto a: configuración de redes de tuberías, consumo de aire y exceso de accesorios en las líneas de flujo; razones estas que, se presumía, debilitaban dicho sistema, ocasionando así el mal funcionamiento del mismo.

*Teniendo como principal limitación la utilización al máximo de los componentes neumáticos presentes en el actual sistema (tuberías, válvulas, etc.), se propuso implementar una serie de modificaciones a la configuración neumática para resolver los problemas actuales, y a su vez mejorar el funcionamiento del sistema de arranque. Tales modificaciones abarcaron: la individualización de las tuberías de suministro de aire tanto del turbo como de los arrancadores, exclusión de tramos innecesarios de tuberías, eliminación de exceso de accesorios, entre otras. Una vez rediseñado el sistema de aire, se aplicaron las ecuaciones pertinentes de caída de presión tomando como consideración el flujo de gases en tuberías puesto que el aire es considerado un gas ideal. Los resultados obtenidos fueron comparados con los recomendados por la norma **PDVSA N° 90616.1.024, “Dimensionamiento de Tuberías de Procesos”**, y se obtuvo que las variables de velocidad y caída de presión en el sistema propuesto, se encontraban dentro de los rangos de operación establecidos por la empresa, e inclusive existen escenarios donde estas variables están por debajo del mínimo aceptado, es decir, se pudieran utilizar tuberías de menores diámetros a las ya instaladas. Como principal conclusión se pudo determinar que el sistema instalado, poseía la capacidad de almacenamiento de aire necesario para la realización de al menos dos arranques continuos de un motocompresor, sin embargo, presentaba deficiencias críticas en cuanto a la estructura de la red de tuberías.*

INDICE	Pag
RESOLUCIÓN	iv
AGRADECIMIENTOS	v
DEDICATORIA	vi
RESUMEN.....	vii
INDICE	¡Error! Marcador no definido.
INDICE DE TABLAS	¡Error! Marcador no definido.
INDICE DE FIGURAS.....	¡Error! Marcador no definido.
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Reseña histórica de la empresa y breve descripción del sitio de trabajo.....	1
1.2 Planteamiento del problema	2
1.3 Objetivos	4
1.3.1 General.....	4
1.3.2 Específicos	4
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO	5
2.1 Antecedentes.....	5
2.2 Definición de terminos	6
2.2.1 Fluidos newtonianos	6
2.2.2 Fluidos no–newtonianos	6
2.2.3 Flujo compresible.....	6
2.2.4 Flujo incompresible.....	6
2.2.5 Flujo laminar o viscoso	6
2.2.6 Flujo turbulento	7
2.2.7 Rugosidad relativa (ϵ/d)	7
2.2.8 Número de reynolds (Re).....	7
2.2.9 Factor de fricción de fanning	7
2.2.10 Teorema de Bernoulli.....	8
2.2.11 Longitud equivalente (de una válvula o accesorio).....	8
2.2.12 Coeficiente de resistencia K.....	8

2.2.13 Velocidad crítica o sónica (flujo obstruido).....	8
2.3 Fundamentos teóricos.....	9
2.3.1 Plantas compresoras.....	9
2.3.2 Compresores.....	10
2.3.3 Clasificación de los compresores.....	10
2.3.4 Acumulador de aire comprimido.....	11
2.3.5 Norma PDVSA N° 90616.1.024, “Dimensionamiento de tuberías de procesos”.....	13
2.3.6 Principios de cálculos de caída de presión.....	14
2.3.7 Motor de arranque neumático.....	18
2.3.8 Turbocargadores.....	20
CAPÍTULO 3. DESARROLLO DEL TRABAJO.....	22
3.1 Estado actual del sistema neumático de arranque.....	22
3.1.1 Descripción del sistema de arranque de los motocompresores de la planta compresora santa ana III.....	22
3.2 Volumen de aire a almacenar.....	28
3.3 Rediseño del sistema neumático de arranque.....	33
3.3.1 Modificaciones realizadas en el sistema propuesto.....	37
3.4 Caída de presión del sistema de aire comprimido.....	40
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	45
4.1 Diagnóstico del estado actual del sistema de aire comprimido.....	45
4.2 Volumen de aire a almacenar.....	46
4.3 Rediseño del sistema neumático de arranque de aire comprimido.....	47
4.4 Caída de presión en el sistema propuesto.....	49
4.4.1 Caída de presión del flujo hacia el turboalimentador.....	49
4.4.2 Caída de presión del flujo hacia los arrancadores neumáticos.....	51
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	55
5.1 Conclusiones.....	55
5.2 Recomendaciones.....	56
BIBLIOGRAFÍA.....	57

ANEXOS;Error! Marcador no definido.
ANEXOS A.....;Error! Marcador no definido.
ANEXOS B.....;Error! Marcador no definido.
ANEXOS C.....;Error! Marcador no definido.

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Caídas de Presión Recomendadas en tuberías de Procesos.	13
Tabla 2.2. Velocidades Típicas en Líneas de Gases y Vapor (KERN).....	13
Tabla 2.3. Rugosidad de al algunos materiales.	16
Tabla 2.3. Rugosidad de al algunos materiales (continuación).....	17
Tabla 3.1. Compresores de aire para arranques instalados en la Planta Compresora Santa Ana III.	22
Tabla 3.2. Volumen geométrico de cada pulmón.....	23
Tabla 3.3. Presiones de operación de los elementos neumáticos.	24
Tabla 3.4. Flujo volumétrico total estándar y real, hacia el motocompresor.	29
Tabla 3.5. Caudales reales y tiempo promedio de funcionamiento de los elementos neumáticos.	30
Tabla 3.6. Datos utilizados en el cálculo del volumen del tanque de almacenamiento de aire.....	32
Tabla 3.7. Datos utilizados en el cálculo de caída de presión en el tramo 2 del flujo hacia el turboalimentador.	42
Tabla 3.7. Datos utilizados en el cálculo de caída de presión en el tramo 2 del flujo hacia el turboalimentador (continuación).....	43
Tabla 3.8. Resultados del proceso de iteración.	44
Tabla 3.8. Resultados del proceso de iteración (continuación).....	44
Tabla 4.1. Escenarios desfavorables en el actual sistema y los problemas generados por cada uno de ellos.....	45
Tabla 4.2. Volumen del tanque de aire comprimido para la realización de dos arranques continuos de cualquier motocompresor.....	47
Tabla 4.3. Soluciones a los escenarios desfavorables al sistema de arranque de aire comprimido.	47
Tabla 4.4. Nuevas alternativas propuestas al sistema neumático de arranque.....	49

Tabla 4.5. Presiones de salida y entrada en los tramos, obtenidas mediante el método iterativo para el flujo hacia el turboalimentador.	50
Tabla 4.6. Velocidades y Caídas de presión calculadas y recomendadas en los tramos de flujo hacia el turboalimentador.....	51
Tabla 4.7. Presiones de salida y entrada en los tramos, obtenidas mediante el método iterativo para el flujo hacia los arrancadores mecánicos.....	52
Tabla 4.8. Velocidades y Caídas de presión calculadas y recomendadas en los tramos de flujo hacia los arrancadores.....	53

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Esquematación general del sistema de aire comprimido de los motocompresores de la Planta Compresora Santa Ana III.....	10
Figura 2.2. Clasificación de los Compresores [5].....	11
Figura 2.3. Acumulador de aire comprimido [5].	12
Figura 2.4. Estructura física de un motor de arranque neumático [8].....	19
Figura 2.5. Arrancadores del Motocompresor Clark TLA-10 [9].....	20
Figura 2.6. Principio de Funcionamiento de un Turbocargador [10].....	21
Figura 3.1. Ubicación del turboalimentador y arrancadores en los motocompresores	24
Figura 3.3. Esquema del sistema de arranque de aire comprimido propuesto.....	36
Figura 3.4. Ubicación de la nueva tubería de suministro a los turboalimentadores. .	37
Figura 3.5. Ubicación de la nueva tubería de venteo.	38
Figura 3.6. Unión de la nueva tubería de suministro de aire con los tanques.....	39
Figura 3.7. Ubicación de las válvulas reguladoras de presión.	39
Figura 3.8. Esquema del sistema Neumático de Arranque Propuesto.	41

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 Reseña histórica de la empresa y breve descripción del sitio de trabajo

PDVSA Gas se concibe como la filial de Petróleos de Venezuela, S. A. que se dedica a la exploración y explotación de gas no asociado, así como a la extracción y fraccionamiento de Líquidos del Gas Natural (LGN), al transporte, distribución y comercialización del Metano. Dada su importancia esta industria está presente en casi todo el país. En el municipio Anaco esta empresa comprende dos (2) Superintendencias de Producción como lo son: Área Mayor Anaco (AMA) y Área Mayor Oficina (AMO), las cuales se extienden por los estados Anzoátegui, Monagas y Guárico. Este estudio se desarrolló en la zona operacional del Área Mayor de Anaco (A.M.A). El Área Mayor Anaco cuenta con una extensión de terreno de 3.160 km², 711 pozos activos, 15 estaciones de flujo y dos (2) áreas de producción de gas natural: Área I y Área II. El Área I está conformada por el Campo Santa Rosa, mientras que el Área II comprende los campos San Joaquín, Santa Ana, El Roble, El Toco y Guarío.

El campo Santa Ana se encuentra distribuido en tres estaciones de flujo y una planta compresora. Esta última está ubicada a 39 km al Sur-Oeste de la ciudad de Anaco, y a 12 km de la localidad de Santa Ana y lleva por nombre “Planta Compresora Santa Ana III”. Fue puesta en operación en el mes de septiembre del año 1979 a un costo de 40.000 BsF (40.000.000 Bs). Esta Planta consta de tres unidades motocompresores identificadas como: K1, K2 y K3; son unidades motocompresoras en línea, turboalimentados de dos tiempos, marca CLARK, modelo TLA-10, de 3400 caballos de fuerza (BHP) a 300 revoluciones por minuto (RPM) por cada unidad. El conjunto de motores turboalimentados generan una potencia de 10.200 BHP. La planta tiene una capacidad de manejo de 110 millones de pies cúbicos estándar por día (MMPCSD) de gas natural, una producción asociada de 3.500 barriles por día (BPD) de crudo y 8.250 BPD del (LGN).

La Planta Compresora Santa Ana III, fue diseñada para manejar gas a tres niveles de presión: nivel de 60 psig (413,69 kPam), 250 psig (1723,70 kPam) y 800 psig (5515,82 kPam). Y puede descargar a dos niveles de presión, una a 1200 psig (8273,74 kPam) para transmisión y otra a 3200 psig (22063,30kPam) para inyección, sin embargo en la actualidad el gas es sólo destinado a transferencia.

1.2 Planteamiento del problema

La “**Planta Compresora Santa Ana III**”, presenta deficiencias relacionadas con la masa y presión de aire en el sistema de arranque neumático de los motocompresores que la componen. En el proceso de arranque de los motocompresores se produce una disminución acelerada de la presión lo cual genera: la falta de disponibilidad de aire a la presión adecuada, incapacidad para realizar dos intentos de arranque de un motocompresor de manera continua, y un tiempo de espera aproximadamente de 25 minutos para reponer la presión y masa de aire necesaria en el sistema, en tal caso se requiera un segundo intento.

Esta situación ocasiona una demora significativa para la puesta en operación de los motocompresores y producción del gas. En la planta se ha intentado mejorar el sistema de manera empírica mediante el método de ensayo y error, en este caso incrementando la capacidad de los pulmones de aire e instalando nuevas unidades compresoras de aire para el llenado de estos tanques, y no mediante los cálculos necesarios para solucionar el problema de raíz. Esto ha generado gastos considerables para la empresa, y a su vez favorece la vulnerabilidad del sistema a presentar fallas.

La implementación de las mejoras planteadas en este estudio al sistema de arranque de aire comprimido, permitirá fortalecerlo de manera tal que exista la

disponibilidad necesaria de aire comprimido para realizar dos intentos de arranque de un motocompresor de forma continua.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Mejorar el sistema de arranque con aire comprimido de los motocompresores de la Planta Compresora Santa Ana III (PCSA-3) de PDVSA Gas Anaco, de manera que se puedan realizar dos intentos de arranque de un motocompresor de forma continua.

1.3.2 Específicos

1. Diagnosticar el estado actual del sistema de arranque instalado a los motocompresores.
2. Determinar el volumen de aire que debe ser almacenado, para la realización de al menos dos arranques continuos de un motocompresor.
3. Rediseñar la configuración del sistema Neumático, bajo la norma PDVSA N° 90616.1.024.
4. Calcular la caída de presión desde la salida del pulmón de suministro hasta los arrancadores del motor y Sistema de turboalimentación, bajo la norma PDVSA N° MDP-02-FF-04.

CAPITULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Entre los antecedentes que fueron de utilidad para este trabajo se mencionan:

En el año 2008, Gonzales, J [1], presentó una evaluación del sistema de aire comprimido para la mejora del consumo energético de una cervecería. Realizó un estudio del sistema de aire comprimido de la planta Polar Oriente, con la finalidad de evaluarlo y mejorarlo. Después de tener una evaluación tanto del sistema como de los procesos que envuelven la elaboración de la cerveza, procedió a elaborar propuestas que producían un ahorro del consumo de aire comprimido, traducándose en un menor consumo energético de la planta.

En el año 2003, Zapata, J [2], realizó una modificación del sistema de arranque de las unidades motocompresoras de la planta compresora Jusepin 6, mediante la utilización de aire comprimido como fluido de arranque. Con esta modificación se eliminarían los problemas de la planta producto del arrastre de líquidos condensados de hidrocarburos, hasta el punto de arranque.

En el año 2003, Marín, J [3], presentó una evaluación del sistema de aire comprimido de una planta metalmecánica. Su finalidad fue la de dar a conocer las condiciones operativas del mismo. Los resultados obtenidos fueron: colapso del equipo compresor por sobredemanda, pérdidas de presión superior a las admisibles, presencia de condensado en los puntos de consumo. Para solucionar los problemas planteados se propuso un rediseño del sistema de aire comprimido y un análisis de consumo de aire para la selección adecuada del equipo compresor de aire.

2.2 Definición de términos

2.2.1 Fluidos newtonianos

Son fluidos en los cuales la viscosidad es independiente del esfuerzo cortante y del tiempo. La mayoría de los líquidos y todos los gases pertenecen a este grupo.

2.2.2 Fluidos no-newtonianos

Son líquidos en los cuales la viscosidad depende del esfuerzo cortante o del tiempo. Como ejemplo están las lechadas (“slurries”), emulsiones y la mayoría de líquidos con viscosidad mayor de 20 Pa.s (20000 cP) a baja tasa de esfuerzo cortante [4].

2.2.3 Flujo compresible

El flujo se considera compresible cuando la caída de presión debida al paso de un gas por un sistema es lo suficientemente grande, en comparación con la presión de entrada, para ocasionar una disminución del 10 % o más en la densidad del gas [4].

2.2.4 Flujo incompresible

El flujo se considera incompresible si la sustancia en movimiento es un líquido, o si se trata de un gas cuya densidad cambia de valor en el sistema en un valor no mayor al 10 % [4].

2.2.5 Flujo laminar o viscoso

El flujo laminar ocurre cuando las películas adyacentes del fluido se mueven unas relativas a las otras a nivel macroscópico. En flujo laminar, el esfuerzo viscoso, el cual es causado por intercambio de momento molecular entre las películas del

fluido, es de influencia predominante en el establecimiento del flujo de fluidos. Este tipo de flujo ocurre en líneas cuando $Re < 2000$ para el caso de fluidos en tuberías [4].

2.2.6 Flujo turbulento

El flujo turbulento ocurre cuando existe un mezclado microscópico tanto perpendicular como en dirección del flujo principal. El flujo turbulento está caracterizado por partículas que tienen movimientos fluctuantes y trayectorias irregulares. Este tipo de flujo ocurre cuando fuerzas inerciales tienen influencia predominante en el establecimiento del flujo de fluidos. Este tipo de flujo ocurre en las tuberías cuando el $Re > 4000$ [4].

2.2.7 Rugosidad relativa (ε/d)

Es la relación entre la rugosidad absoluta de la pared de la tubería y el diámetro interno d , en unidades consistentes [4].

2.2.8 Número de reynolds (Re)

Es un número adimensional el cual expresa la relación de la fuerza inercial y la fuerza viscosa en el flujo de fluido [4].

2.2.9 Factor de fricción de fanning

Es un factor empírico en la ecuación de Fanning para caídas de presión en tuberías rectas. Este factor es función del número de Reynolds y la rugosidad relativa a la pared ε/d . Para una determinada clase de material la rugosidad es relativamente independiente del diámetro de la tubería, así que en el diagrama de f vs. Re , d frecuentemente se reemplaza por ε/d como un parámetro.

El factor de fricción de Fanning no debe ser confundido con el factor de fricción Darcy el cual es cuatro veces más grande [4].

2.2.10 Teorema de Bernoulli

Es una forma de expresar la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad [4].

2.2.11 Longitud equivalente (de una válvula o accesorio)

Es la longitud de tubería recta que daría la misma caída de presión que una válvula o un accesorio del mismo diámetro nominal bajo las mismas condiciones) [4].

2.2.12 Coeficiente de resistencia K

Es un coeficiente empírico en la ecuación de pérdida por fricción para válvulas y accesorios. Este expresa el número de cabezales de velocidad que se pierden por fricción. El coeficiente es normalmente una función del diámetro nominal [4].

2.2.13 Velocidad crítica o sónica (flujo obstruido)

Es la máxima velocidad que un gas o mezcla de gas-líquido puede alcanzar en un ducto a determinada presión corriente arriba (excepto en ciertas boquillas convergentes y divergentes), no importa cuán baja sea la presión de descarga.

Para gases, esta máxima velocidad es igual a la velocidad del sonido a las condiciones locales [4].

2.3 Fundamentos teóricos

2.3.1 Plantas compresoras

Las plantas compresoras son estaciones con una o varias unidades motocompresores destinadas a elevar la presión del gas proveniente de las estaciones de flujo, este gas es comprimido y en el proceso se le extraen los hidrocarburos condensables contenidos en él [2].

La planta compresora Santa Ana III consta de tres unidades motocompresores identificadas como siglas K1, K2 y K3. El sistema de arranque de estos motocompresores tiene como fluido de trabajo el aire comprimido, el cual es llevado a través de tuberías desde los compresores de aire hasta los tanques de almacenamiento, y de allí es enviado a los componentes neumáticos ubicados en cada uno de los motocompresores (accionadores mecánicos y turboalimentadores). La Fig. 2.1 muestra un esquema de lo antes mencionado.

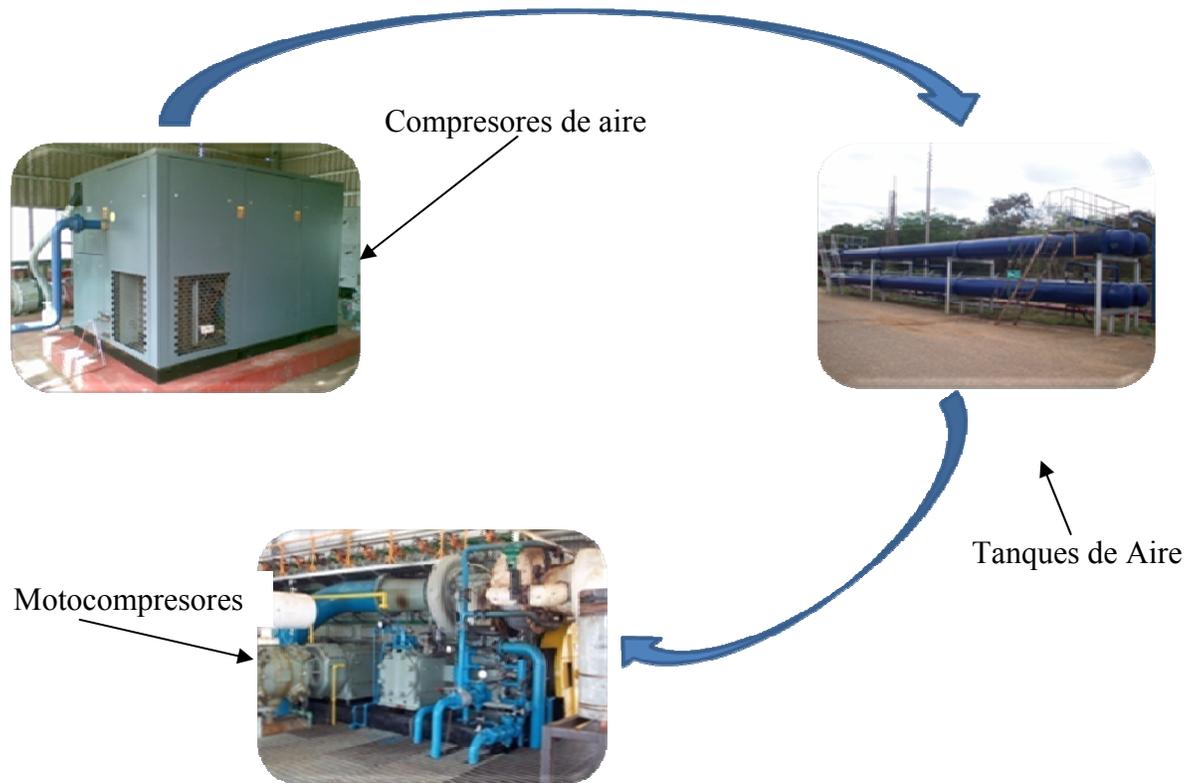


Figura 2.1. Esquemática general del sistema de aire comprimido de los motocompresores de la Planta Compresora Santa Ana III.

2.3.2 Compresores

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión [5].

2.3.3 Clasificación de los compresores

Se distinguen dos tipos básicos de compresores:

El primero trabaja de acuerdo al principio de desplazamiento positivo, según el cual dice que la compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto

hermético, donde se reduce luego el volumen. Se utiliza en el compresor de émbolo (oscilante o rotativo).

El otro trabaja de acuerdo al principio del cambio de la cantidad de movimiento, según el cual el aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (Ver Fig. 2.2) [5].

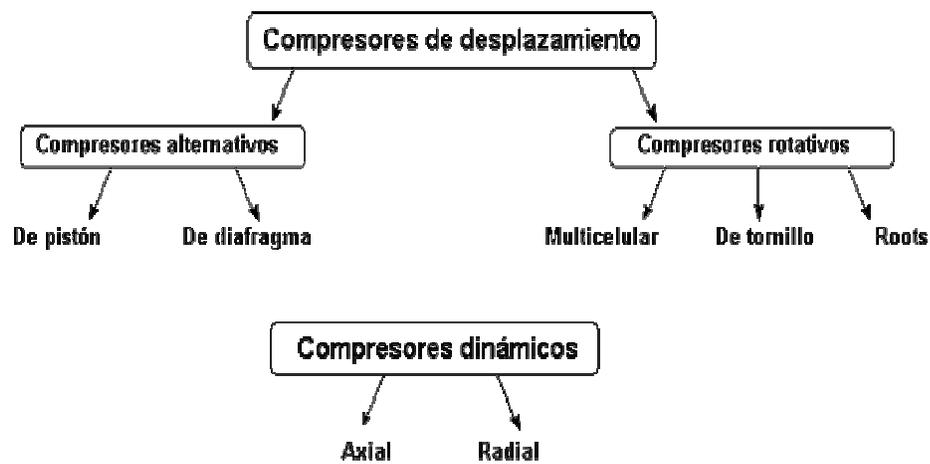


Figura 2.2. Clasificación de los Compresores [5].

2.3.4 Acumulador de aire comprimido

El acumulador o depósito sirve para estabilizar el suministro de aire comprimido; compensa las oscilaciones de presión en la red de tuberías a medida que se consume aire comprimido [5].

Gracias a la gran superficie del acumulador, con lo cual se incrementa la transferencia de calor entre el tanque y el ambiente, el aire se enfría adicionalmente hasta el punto de rocío. Por este motivo, en el acumulador se desprende directamente una parte de la humedad del aire en forma de agua (ver Fig. 2.3).

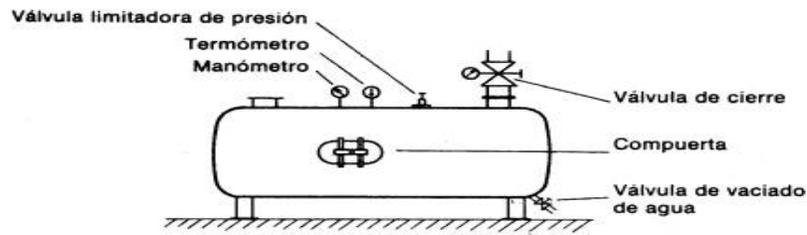


Figura 2.3. Acumulador de aire comprimido [5].

El tamaño de un acumulador de aire comprimido depende [5]:

- Del caudal de suministro del compresor.
- Del consumo de aire.
- De la red de tuberías (volumen suplementario).
- Del tipo de regulación.
- De la diferencia de presión admisible en el interior de la red.

La Ec. (2.1) permite calcular el volumen geométrico del tanque de almacenamiento [2].

$$V_r = \frac{\Delta V * T_0 * P_1}{T_1 * (P_u - P_i)} \quad (2.1)$$

Donde;

- V_r = Volumen geométrico m^3 (pie^3)
- ΔV = Consumo volumétrico m^3 (pie^3)
- T_0 = Temperatura Ambiente K (R)
- T_1 = Temperatura entrada al compresor K (R)
- P_1 = Presión entrada al compresor kPa (psi)
- P_u = Presión apagado del compresor kPa (psi)

P_i = Presión encendido del compresor kPa (psi)

2.3.5 Norma PDVSA N° 90616.1.024, “Dimensionamiento de tuberías de procesos”

Para Gases:

La selección del diámetro de tuberías debe satisfacer una serie de reglas como se muestra en las Tablas 2.1 y 2.2 [4].

Tabla 2.1. Caídas de Presión Recomendadas en tuberías de Procesos.

SERVICIO	CAÍDA DE PRESIÓN psi/100 pies de tubería
Línea de Transferencia	0,5 – 2
Succión del Compresor psig (kPam)	
0 – 10 (0 -- 68,95)	0,05 – 0,125
10 – 50 (68,95 -- 344,74)	0,125
50 – 100 (344,74 -- 689,48)	0,25
por encima de 200 (1378,96)	0,50
Descarga, por debajo de 50 (344,74)	0,125 – 0,25
50 – 100 (344,74 -- 689,48)	0,25 – 0,5
por encima de 200 (1378,96)	0,5 – 1,0

Las velocidades típicas mencionadas por KERN se incluyen en la Tabla 2.2 [4].

Tabla 2.2. Velocidades Típicas en Líneas de Gases y Vapor (KERN).

Diámetro Nominal de Tubería (pulg)	Vapor de Agua o Vapor Saturado	Vapor de Agua y Vapor Sobrecalentados, gas	
	Por debajo de 50 psi (344,74 kPam); Veloc. pies/s (m/s)	5 (34,47) a 150 (1034,22) psi (kPam) Veloc. pies/s (m/s)	150 (1034,22) a 250 (1723,70) psi (kPam) Veloc. pies/s (m/s)
2 o menor	45 a 100 (13,72 a 30,48)	40 a 80 (12,19 a 24,38)	30 a 60 (9,14 a 18,29)
3 a 4	50 a 110 (15,24 a 33,53)	45 a 90 (13,72 a 27,43)	35 a 70 (10,67 a 21,34)
6	60 a 120 (18,29 a 36,58)	50 a 120 (15,24 a 36,58)	45 a 90 (13,72 a 27,43)
8 a 10	65 a 125 (19,81 a 38,10)	80 a 160 (24,38 a 48,77)	65 a 125 (19,81 a 38,10)
12 a 14	70 a 130 (21,34 a 39,62)	100 a 190 (30,48 a 57,91)	80 a 145 (24,38 a 44,20)
16 a 18	75 a 135 (22,86 a 41,15)	110 a 210 (33,53 a 64,01)	90 a 160 (27,43 a 48,77)
20	80 a 140 (24,38 a 42,67)	120 a 220 (36,58 a 67,06)	100 a 170 (30,48 a 51,82)

2.3.6 Principios de cálculos de caída de presión

2.3.6.1 Tubería recta

Para el flujo de gases en tuberías rectas, el cálculo de caída de presión para un determinado flujo másico es complicado por la dependencia de la densidad del gas con la presión. Además para caídas de presión significativas, tanto la velocidad como la densidad cambiarán significativamente. Como resultado, para usar el Teorema de Bernoulli en el desarrollo de funciones para predecir caídas de presión, se necesita conocer la relación entre la presión del gas y la densidad en la tubería. Cabe destacar,

que el comportamiento de la línea dependerá del tipo de flujo existente en dicha línea, el cual usualmente existe a condiciones entre adiabáticas e isotérmicas [7].

Para líneas largas sin aislar tales como líneas de transmisión de gas natural, el flujo se aproximará a condiciones isotérmicas. La norma PDVSA N° MDP-02-FF-04 “Flujo en fase Gaseosa”, recomienda una solución de la ecuación de Bernoulli suponiendo un gas ideal y flujo isotérmico la cual da como resultado [7]:

$$F_{19} * \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1 * v_1} = \left[\frac{4fLG^2}{D} \right] \left[1 + \frac{D}{2fL} * \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \right] \quad (2.2)$$

donde:

P = Presión kPa (psi)

1,2 = Condiciones o localizaciones corriente arriba o corriente abajo respectivamente.

v = Volumen específico m³/kg (pie³/lbm)

D = Diámetro de la tubería m (pie)

f = Factor de fricción de Fanning

G = Velocidad másica kg/s.mm² (lbm/s.pie²)

L = Longitud de la línea m (pie)

F₁₉ = Factor adimensional cuyo valor depende del sistema de unidades utilizadas. 10⁻⁹ Sistema Internacional (4.633 x 10³ Sistema Ingles)

2.3.6.2 Factor de fricción de Fanning

El factor de fricción de Fanning f, refleja la resistencia ofrecida por las paredes de la tubería al movimiento del fluido. Su magnitud está muy relacionada con el grado de turbulencia presente en la tubería. La Ec. (2.4) permite calcular dicho

factor de fricción para flujo turbulento, mientras que la Ec. (2.5) es utilizada para el cálculo de “f” cuando el régimen de flujo es laminar [7].

$$\mathbf{f} = \left[-3,6 \mathbf{Log} \left\{ \frac{6,9}{\mathbf{Re}} + \left(\frac{\boldsymbol{\varepsilon}/\mathbf{D}}{3,7} \right)^{1,11} \right\} \right]^{-2} \quad (2.3)$$

donde:

d = Diámetro de la tubería mm (pulg)

$\boldsymbol{\varepsilon}$ = Rugosidad interna de la tubería mm (pie)

f = Factor de fricción de Fanning

Re = Numero de Reynolds

$$\mathbf{f} = \frac{16}{\mathbf{Re}} \quad (2.4)$$

La Tabla 2.3 presenta los valores de rugosidad absoluta de tubería $\boldsymbol{\varepsilon}$, para los materiales más comunes [7].

Tabla 2.3. Rugosidad de al algunos materiales.

Materiales	Valores de ϵ	
	pie	m
Bronce, Plomo, Estaño, Vidrio, Tubería Fundida, Cemento Torneado Centrifugante y Revestimiento Bituminoso	0,000005	0,00000152

Tabla 2.3. Rugosidad de algunos materiales (continuación).

Acero Comercial y Hierro Forjado	0,00015	0,000046
Hierro Colado-bañado en Asfalto	0,00040	0,000122
Hierro Galvanizado	0,00050	0,000152
Hierro Colado-No Revestido	0,00085	0,00026
Vara de Madera	0,0006-0,003	0,000183-0,00091
Concreto	0,001-0,01	0,00030-0,0030
Acero Remachado	0,003-0,03	0,00091-0,0091

2.3.6.3 Número de Reynolds (Re)

El número de Reynolds (Re) se utiliza para caracterizar la naturaleza del flujo. El flujo en tuberías se clasifica en tres regímenes de acuerdo con el número de Reynolds [7].

$Re \leq 2000$ Flujo Laminar

2000 < Re < 4000 Flujo de transición (puede ser laminar o turbulento)

Re ≥ 4000 Flujo turbulento

La Ec. (2.5) permite calcular el número de Reynolds.

$$\mathbf{Re = F_5 * \frac{W}{\mu * D}} \quad (2.5)$$

donde:

D = Diámetro interno de la tubería o diámetro equivalente hidráulico mm (pulg)

W = Caudal de flujo másico kg/s (lbm/h)

Re = Número de Reynolds

F₅ = Factor adimensional que depende del sistema de unidades usadas. 1.27x10⁻³
Sistema Internacional (6.31 Sistema Ingles)

μ = Viscosidad dinámica Pa.s (cP)

2.3.7 Motor de arranque neumático

El motor neumático es una de las unidades de potencia más robusta y versátil de que dispone el ingeniero de diseño [8].

Existen varios tipos de motores neumáticos, los más utilizados son los de aletas, de pistón y de turbina. El motor neumático de los motocompresores estudiados es de tipo aletas (ver Fig. 2.3). Este motor de aletas es el encargado de poner en movimiento el cigüeñal de los motocompresores Clark TLA-10 [3]. La Fig. 2.4 representa la ubicación de los arrancadores neumáticos de las unidades motocompresoras [8].

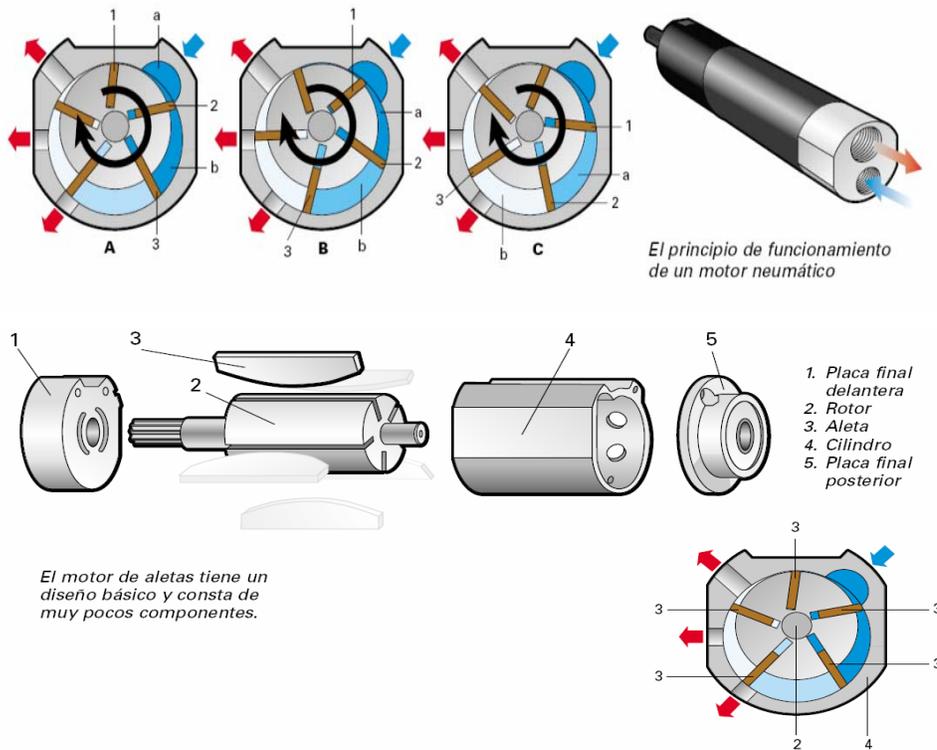


Figura 2.4. Estructura física de un motor de arranque neumático [8].

El principio de funcionamiento de un motor neumático viene dado por [8]:

1. El aire entra en la cámara de aspiración “a”. La aleta 2 ha sellado la cámara “b” entre sí misma y la aleta 3. La presión en la cámara “b” es todavía la presión de aspiración. Esta presión actúa sobre la aleta 3, moviéndola en sentido horario (ver Fig. 2.4).
2. Las aletas han girado un poco más y ha comenzado el proceso de expansión en la cámara “b”. La presión en esta cámara es por tanto baja, pero todavía hay una fuerza neta que mueve el rotor hacia delante ya que la superficie de la aleta 3 es mayor que la superficie de la aleta 2 en la cámara “b”. Además, la presión de aspiración actúa sobre la aleta 2 en la cámara de aspiración “a” (ver Fig. 2.4).

3. Las aletas se han movido un poco más. La cámara “b” está siendo vaciada ahora a través de la salida, y ya no existe contribución desde esta cámara. La fuerza que mueve el rotor hacia delante procede ahora de la fuerza de las aletas 1 y 2.

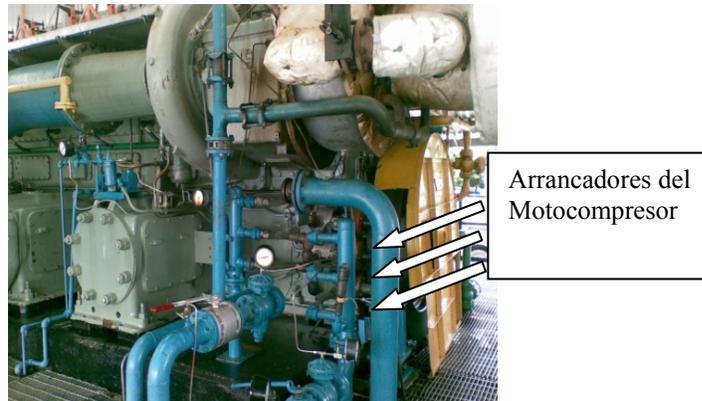


Figura 2.5. Arrancadores del Motocompresor Clark TLA-10 [9].

2.3.8 Turbocargadores

Un turbocargador es básicamente una bomba de aire diseñada para operar utilizando la energía de los gases de escape originariamente desperdiciadas por los motores no turbocargados. Estos gases hacen girar el rotor de la turbina acoplado a través de un eje al rotor del compresor como se puede visualizar en la Fig. 2.6a, que al girar aspira un gran volumen de aire filtrado y lo pasa comprimido al motor. La Fig. 2.6b representa la ubicación de los arrancadores neumáticos de las unidades motocompresoras [9].

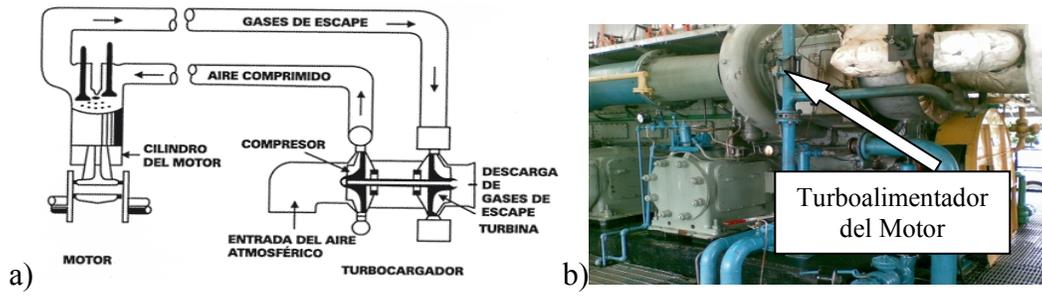


Figura 2.6. Principio de Funcionamiento de un Turbocargador [10].

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DEL TRABAJO

3.1 Estado actual del sistema neumático de arranque

3.1.1 Descripción del sistema de arranque de los motocompresores de la planta compresora santa ana III

El proceso de arranque se inicia con la activación del turbocargador del motocompresor, para de esta forma ayudar a la admisión de aire y generar más potencia en estos motores, ya que en dicha fase inicial los gases de escape no poseen la energía necesaria para producir el trabajo adecuado. Simultáneamente, se inyecta aire a tres arrancadores (mecánicos-neumáticos) que giran el volante del cigüeñal del Motocompresor.

El sistema neumático para el arranque de los motocompresores está conformado por:

- Compresión. Cuenta con dos compresores que se encargan de tomar aire del medio ambiente a presión atmosférica y comprimirlo en los pulmones de almacenamiento hasta 260 psig (1792,64 kPam), siendo sus características más relevantes las indicadas en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Compresores de aire para arranques instalados en la Planta Compresora Santa Ana III.

Fabricante / Modelo	Capacidad CFM (m ³ /s)	Set point (P1 / P2) psig (kPam)	Presión Máxima Psig (kPam)
Atlas Copco/ GR-110-FF	447 - 816 (0,21 - 0,39)	230/270 (1585,80/ 1861,59)	290 (1999,49)
Atlas Copco/ GR-110	447 - 816 (0,21 - 0,39)	220/260 (1516,85/1792,64)	290 (1999,49)

- Almacenamiento. Está formado por dos (2) pulmones. El primero constituido por dos cilindros de 26 pulg (0,66 m) de diámetro y 295,28 pulg (7,5 m) de longitud, y otro conformado por cuatro (4) cilindros de dimensiones, 30 pulg (0,76 m) de diámetro y 858,27 pulg (21.8 m) de longitud. Estos dos pulmones son utilizados exclusivamente para el proceso de arranque y carga de los motocompresores. Sus capacidades y presiones se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Volumen geométrico de cada pulmón.

Pulmón	N° de Cilindros	Volumen de cada cilindro pie ³ (m ³)	Volumen Total geométrico pie ³ (m ³)
1	2	90,72 (2,57)	181,45 (5,14)
2	4	351,02 (9,94)	1404,34 (39,77)
Volumen geométrico total			1585,79 (44,90)

- Consumo de aire por parte de los elementos neumáticos. En los motocompresores los elementos consumidores de aire comprimido son los turboalimentadores y los arrancadores neumáticos. En la Tabla 3.3 se muestran las presiones de operación de cada uno de estos elementos neumáticos, y en la Fig. 3.1 se puede observar la ubicación de estos elementos en el motocompresor.

Tabla 3.3. Presiones de operación de los elementos neumáticos.

Elemento	Presión de Trabajo psig (kPam)
Arrancadores	180 (1241,06)
Turboalimentador	170 (1172,11)

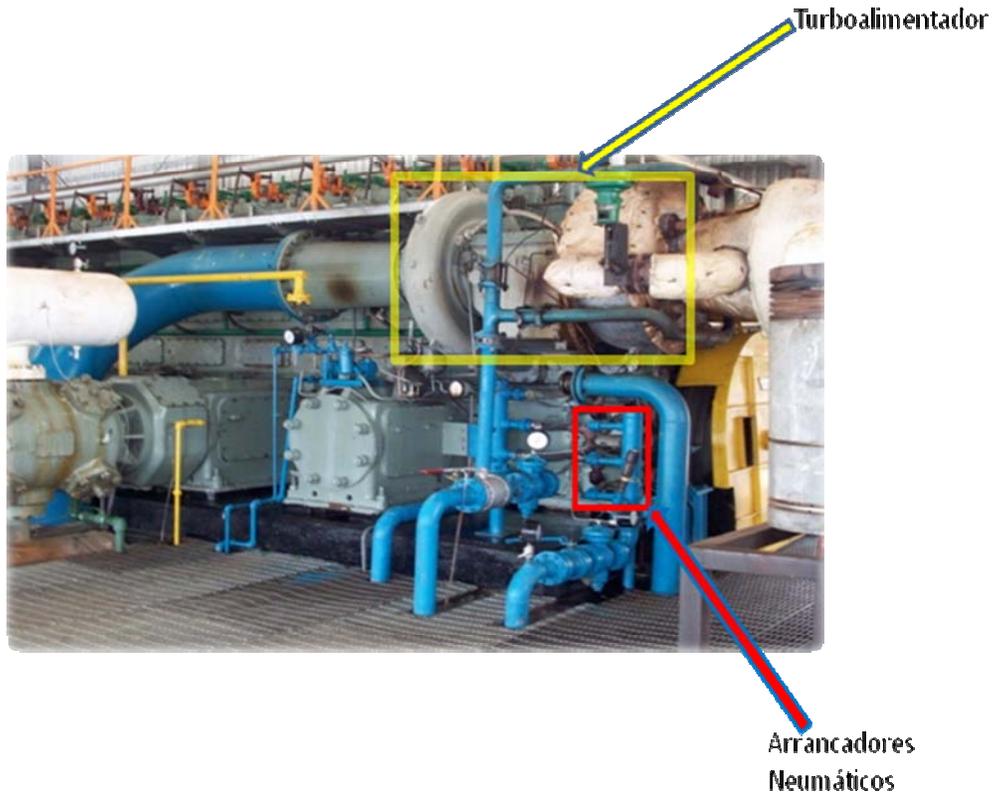


Figura 3.1. Ubicación del turboalimentador y arrancadores en los motocompresores.

Una vez descrito el sistema de arranque de los motocompresores, se realizó una inspección visual de la configuración del sistema neumático y se determinaron

los posibles escenarios que pudieran afectar el funcionamiento del sistema, entre los cuales se encuentran:

- Escenario N° 1: Pulmón extra instalado en el actual sistema que no realiza ninguna función favorable.

En la Fig. 3.2, escenario N° 1, se muestra un tanque extra que tiene una entrada de aire que funciona también como salida, por lo que al momento de realizar el periodo de arranque de los motocompresores, cierta cantidad de aire se introduce en él, lo que ocasiona una disminución de flujo de aire hacia los elementos neumáticos.

- Escenario N° 2: Utilización de tramos innecesarios de tuberías.

En la Fig. 3.2, escenario N° 2, se puede observar que existe un tramo de tuberías innecesarias que pertenecen al actual sistema. El problema que estas tuberías producen es el mismo que la explicación dada para el escenario N° 1.

- Escenario N° 3: Exceso de accesorios en las líneas neumáticas.

En el sistema actual existen varias partes donde se observan situaciones como la que se muestra en la Fig. 3.2, escenario N° 3. Esta serie de situaciones incrementan la pérdida de presión en el sistema neumático.

- Escenario N° 4: Presiones inadecuadas en dispositivos neumáticos.

Los arrancadores neumáticos y el turboalimentador de los motocompresores tienen diferentes presiones de operación. En el caso de los arrancadores no poseen

ningún tipo de regulación de presión y operan actualmente a una presión superior a la de trabajo, exigida por el fabricante de 180 psig (1241,06 kPam). El manómetro existente indica presiones superiores a 230 psig (1585,80 kPam).

Por otra parte los turboalimentadores tienen la regulación de presión no adecuada, ya que la presión de operación exigida por el fabricante es de 170 psig (1172,11 kPam) y está siendo regulada a 70 psig (482,63 kPam).

La Fig. 3.2 representa un esquema del actual sistema de arranque de aire comprimido y donde se aprecian los escenarios antes mencionados.

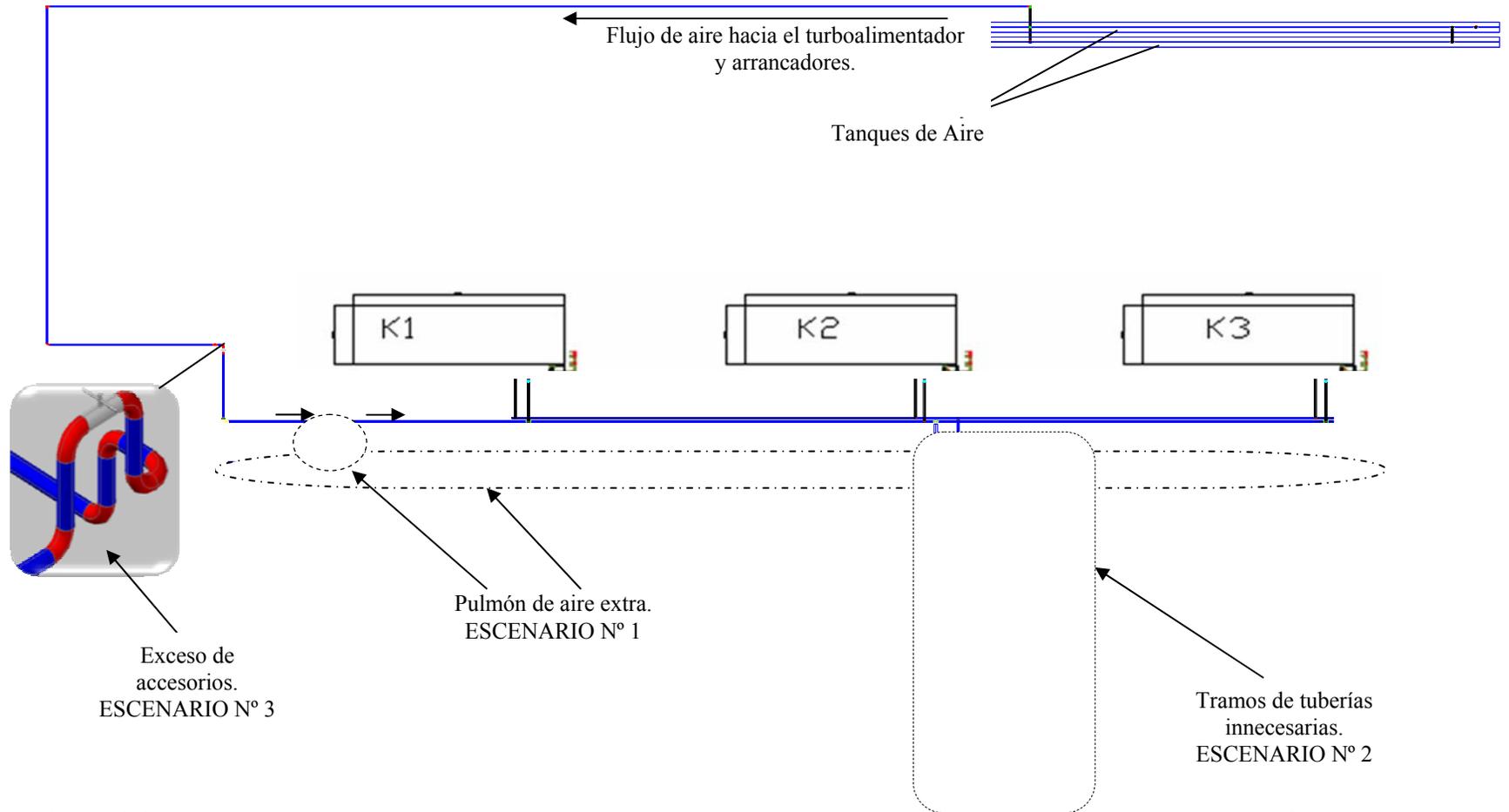


Figura 3.2. Esquema del sistema de arranque de aire comprimido instalado actualmente en la planta compresora Santa Ana

III.

3.2 Volumen de aire a almacenar

En esta fase se procedió a determinar el volumen mínimo de los tanques de almacenamiento de aire, para la realización de al menos dos arranques continuos de cualquiera de los motocompresores. Para ello se tomaron en cuenta varios parámetros entre los cuales estaban: razón de consumo de aire del turboalimentador y los arrancadores, y la presión mínima de operación de los dispositivos neumáticos (arrancadores y turboalimentador). Para cuyo cálculo se utilizó la Ec. (2.1) ubicada en el manual de Atlas Copco, la cual es utilizada para el cálculo de tanques de aire comprimido.

Para la determinación del consumo volumétrico de los elementos neumáticos (Turboalimentador y Accionadores), se midió el tiempo de funcionamiento de cada uno de ellos. El procedimiento experimental se muestra a continuación:

- Tiempo de Consumo de Aire Comprimido del Turboalimentador

1. Se ubicó un cronómetro para medir el tiempo en un lugar cercano a la válvula reguladora de presión (Fisher).
2. Se inició el proceso de arranque del motocompresor, y justo en el momento que se percibió el proceso de regulación de la válvula Fisher se activó el cronómetro.
3. Una vez finalizado el proceso de regulación de la válvula reguladora de presión se anotó el tiempo transcurrido desde su inicio.
4. Se efectuaron tres mediciones siguiendo la secuencia de los pasos anteriores.
5. Se calculó un promedio de las tres mediciones realizadas, cuyo valor fue utilizado como tiempo promedio de consumo por parte del turboalimentador.

- Tiempo de Consumo de Aire Comprimido de los Arrancadores Neumáticos

1. Se ubicó un cronómetro en un lugar cercano a los arrancadores neumáticos del motocompresor.

2. En el momento que se apreció el funcionamiento de los arrancadores se procedió a iniciar la medición del tiempo.
3. Ya finalizado el trabajo de los accionadores mecánicos (arrancadores), se registró el período de tiempo transcurrido.
4. Se efectuaron tres mediciones siguiendo la secuencia de los pasos anteriores.
5. Se determinó un promedio de las tres mediciones realizadas, cuyo valor fue utilizado como tiempo promedio de consumo por parte de los arrancadores.

En el estudio de esta fase no se encontró la información teórica relacionada con la razón de consumo de aire (Caudal) de los accionadores neumáticos. La data correspondiente a la tasa de flujo consumida por el turboalimentador fue suministrada por el fabricante DRESSER RAND a condiciones de operación; $Q = 0,15 \text{ m}^3/\text{s}$. Se midió el caudal total de aire hacia un motocompresor en el período de arranque a través de un dispositivo medidor de caudal de aire por ultrasonido, cuyos valores medidos se aprecian en el apéndice B.1. Luego por diferencia entre el caudal total y el de los turboalimentadores se obtuvo el flujo volumétrico de los accionadores. La Tabla 3.4 muestra el valor promedio del flujo volumétrico obtenido por el dispositivo medidor de caudal de aire, y en la Tabla 3.5 se observan los valores del tiempo de funcionamiento y caudales de cada uno de los elementos neumáticos.

Tabla 3.4. Flujo volumétrico total estándar y real, hacia el motocompresor.

$Q_0 \text{ (m}^3/\text{s)}$ Cond. Estandart	$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$ Cond. Reales
3,23	0,1952

El dispositivo utilizado para medir el caudal de aire, registró el flujo a condiciones estándar, es decir, a $P_0 = 14,7 \text{ psi}$ y $T_0 = 491,67 \text{ R}$. Para efectos de los

cálculos se procedió a realizar la corrección a condiciones reales de operación utilizando la Ec. (3.1), es decir, a $P_1 = 255$ psig (1758,17 kPam) y $T_1 = 540,67$ R. En la Tabla 3.4 se puede apreciar el valor del caudal corregido a condiciones reales de operación.

$$Q = Q_0 \cdot \frac{P_0}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_0} \quad (3.1)$$

Donde:

Q = Caudal Corregido, m^3 (pie³)

Q_0 = Caudal medido a condiciones estándar, m^3 (pie³)

P_0 = Presión ambiente a condiciones estándar, kPa (psi)

P_1 = Presión de fluido en la línea, kPa (psi)

T_1 = Temperatura de fluido en la línea, K (R)

T_0 = Temperatura ambiente a condiciones estándar, K (R)

Tabla 3.5. Caudales reales y tiempo promedio de funcionamiento de los elementos neumáticos.

ELEMENTO	Q(m ³ /s)	TIEMPO FUNCIONAMIENTO PROMEDIO (s)
Turbocargador	0,15	600
Arrancadores	0,0525	5

El cálculo del volumen de aire para la realización de al menos dos arranques continuos se realizó de la siguiente manera:

Debido al turboalimentador.

$$V_T = Q_T \cdot t_T \cdot 2 \quad (3.2)$$

Donde:

V_T = Volumen consumido por el turboalimentador en dos arranques, m^3 (pie^3)

Q_T = Caudal de aire hacia el turboalimentador, m^3/s (pie^3/s)

t_T = Tiempo promedio de funcionamiento del turbocargador en un arranque, s

Debido a los arrancadores neumáticos.

$$V_A = Q_A \cdot t_A \cdot 2 \quad (3.3)$$

Donde;

V_A = Volumen consumido por los arrancadores en dos arranques, m^3 (pie^3)

Q_A = Caudal de aire hacia los arrancadores, m^3/s (pie^3/s)

t_A = Tiempo promedio de funcionamiento de los arrancadores en un arranque, s

Volumen consumido en dos arranques.

$$V = V_T + V_A \quad (3.4)$$

Donde;

V = Volumen total consumido en dos arranques, m^3 (pie^3)

Una vez obtenido el volumen total de aire consumido en dos arranques, se procedió a determinar el volumen del tanque de almacenamiento. Para ello se utilizó la Ec. (2.1):

$$V_r = \frac{\Delta V \cdot T_0 \cdot P_1}{T_1 \cdot (P_u - P_i)} \quad (3.5)$$

Los datos utilizados en el procedimiento de cálculo para determinar el volumen del tanque de almacenamiento, se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.6. Datos utilizados en el cálculo del volumen del tanque de almacenamiento de aire.

Variable	Valor
Temperatura de entrada al compresor (T_1)	27,22 °C
Temperatura ambiente (T_0)	27,22 °C
Presión de entrada al compresor (P_1)	101,35 kPam
Presión de encendido de los compresores (P_i)	1241,06 kPam
Presión de parada de los compresores (P_u)	1792,64 kPam

Consumo volumétrico de los arrancadores (Va) (Un arranque)	0,26 m³
Consumo volumétrico del turboalimentador (Vt) (Un arranque)	85,02 m³
Consumo volumétrico total en un arranque (Δv) (Un arranque)	85,28 m³

El consumo volumétrico en dos arranques viene dado:

El Volumen del Tanque de Aire:

$$V_r = \frac{\Delta V \cdot T_0 \cdot P_1}{T_1 \cdot (P_u - P_i)} = \frac{170,56 \cdot 27,22 \cdot 101,35}{27,22 \cdot (1792,64 - 1241,06)}$$



(Fuente: Manual Atlas Copco)

El resultado del volumen obtenido se comparó con el volumen actualmente instalado en la planta para su posterior análisis.

3.3 Rediseño del sistema neumático de arranque

Anteriormente en el sistema de arranque de los motocompresores se utilizaba el gas natural proveniente de los pozos de producción, como fluido de

trabajo, en ese entonces no existían las dificultades que se presentan en la actualidad. Desde el momento que se propuso el aire como nuevo fluido de trabajo empezaron los problemas en el sistema, aparentemente, hubo una serie de escenarios antes mencionados que no fueron tomados en cuenta en el diseño de la red de aire comprimido.

Durante esta etapa del estudio realizado, se planteó un rediseño de la configuración del sistema de arranque, donde se propusieron una serie de modificaciones para mejorar el sistema tomando en cuenta los escenarios que fueron obviados en la implementación del sistema instalado. Para estas modificaciones se tomó como principal limitación la utilización al máximo de los componentes neumáticos presentes en el sistema actual. A continuación se muestran las dificultades ya mencionadas en la **sección 3.1.** y las soluciones planteadas:

- Escenario N° 1: Pulmón extra instalado en el actual sistema que no realiza ninguna función favorable (ver Fig. 3.2.)

Se corrigió con la eliminación del pulmón de aire extra instalado en el actual sistema (ver Fig. 3.3).

- Escenario N° 2: Utilización de tramos innecesarios de tuberías (ver Fig. 3.2.).

Se corrigió con la eliminación de las líneas de flujo innecesarias (ver Fig. 3.3).

- Escenario N° 3: Exceso de accesorios en las líneas neumáticas (ver Fig. 3.2.).

La Fig. 3.2 muestra una de las zonas donde se nota claramente el exceso de accesorios instalados, dicha zona fue eliminada en el régimen propuesto (ver Fig. 3.3).

- Escenario N° 4: Presiones inadecuadas en dispositivos neumáticos.

Para resolver dicha situación se propone la implementación de válvulas reguladoras de presión a la entrada de los cabezales de los elementos neumáticos. La Fig. 3.3 muestra la ubicación de estas válvulas en el sistema propuesto. La válvula que se recomienda utilizar por la existencia de ésta en la planta, además de su buen desempeño, es marca: Fisher, Modelo: PF51.2: HP (E), Tipo: Isoporcentual. Este modelo de válvula, no modifica considerablemente el flujo volumétrico en el proceso de regulación de presión, según la información suministrada por el fabricante. Para más información acerca de estas válvulas ver apéndice B.7.

Aunado a esto, el rediseño procura la utilización al máximo de los componentes neumáticos disponibles en la planta compresora.

- Escenario N° 5: La individualización de los flujos de aire hacia los motocompresores.

El sistema instalado actualmente presenta en su estructura una tubería por la cual circula el flujo de aire hacia los arrancadores y turboalimentadores (ver Fig. 3.2), según los cálculos realizados, para esta condición se exigía un diámetro mayor al ya instalado para cumplir con el rango operacional establecido por la norma PDVSA N° 90616.1.024. Por tal motivo en el sistema propuesto se ubican dos tuberías paralelas (ver Fig. 3.3), donde una suministra aire al cabezal de los accionadores mecánicos y otra al de los turboalimentadores.

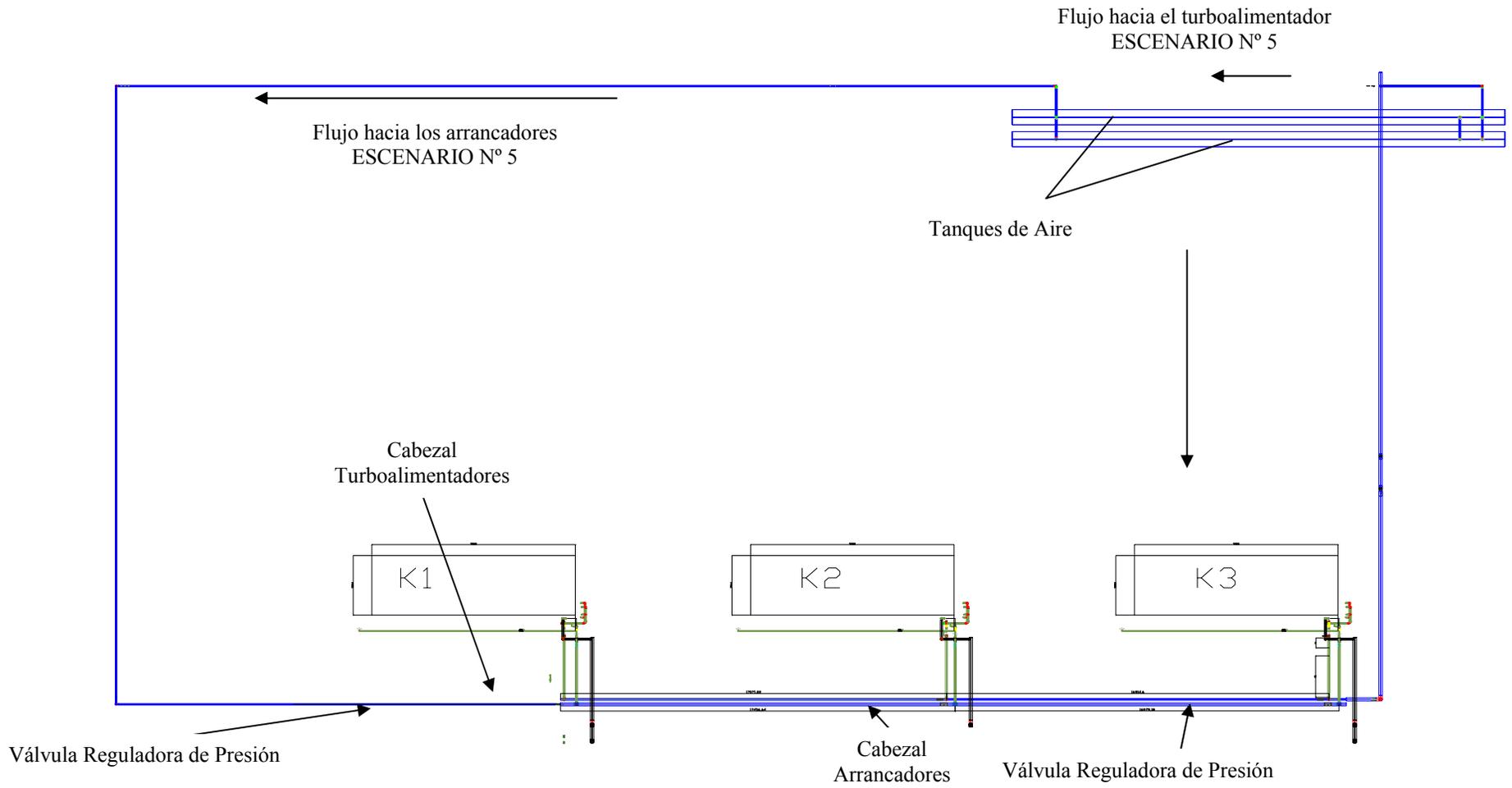


Figura 3.3. Esquema del sistema de arranque de aire comprimido propuesto.

3.3.1 Modificaciones realizadas en el sistema propuesto

Las modificaciones N° 1, 2, y 3 mostradas a continuación, fueron propuestas producto de la mejora de individualización de los flujos de aire, descrita en la parte anterior, y la modificación N° 4, por la propuesta de implementación de las válvulas reguladoras de presión, en los cabezales de cada uno de los elementos neumáticos. A continuación se muestran éstas modificaciones:

1. La tubería de venteo de aire de los arrancadores neumáticos ahora es utilizada como suministro para los turboalimentadores, producto de la mejora de individualización de los flujos. La Fig. 3.4a muestra la tubería de venteo actual de los arrancadores y la Fig. 3.4b la unión propuesta de ésta con el cabezal de los turboalimentadores.

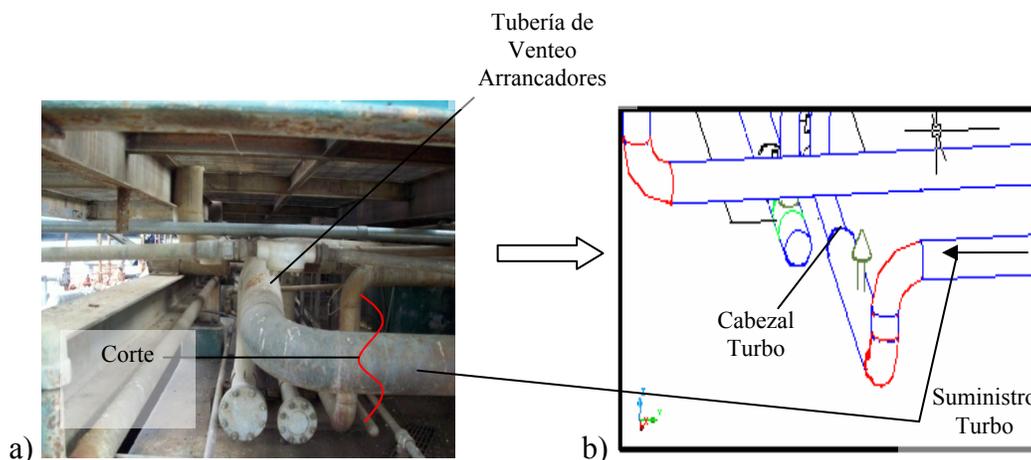


Figura 3.4. Ubicación de la nueva tubería de suministro a los turboalimentadores.

2. Como consecuencia de la utilización de la tubería de venteo de los arrancadores como la nueva tubería de suministro para los turboalimentadores, se tuvo que implementar otra vía de escape de aire para los accionadores mecánicos.

En este caso se aprovechó una tubería instalada en las cercanías del sistema de aire de arranque, la cual se encuentra fuera de servicio y se utilizó como venteo de los arrancadores. La Fig. 3.5a muestra la tubería instalada que se encuentra fuera de servicio, y la Fig. 3.5b representa la unión de ésta con el sistema propuesto.

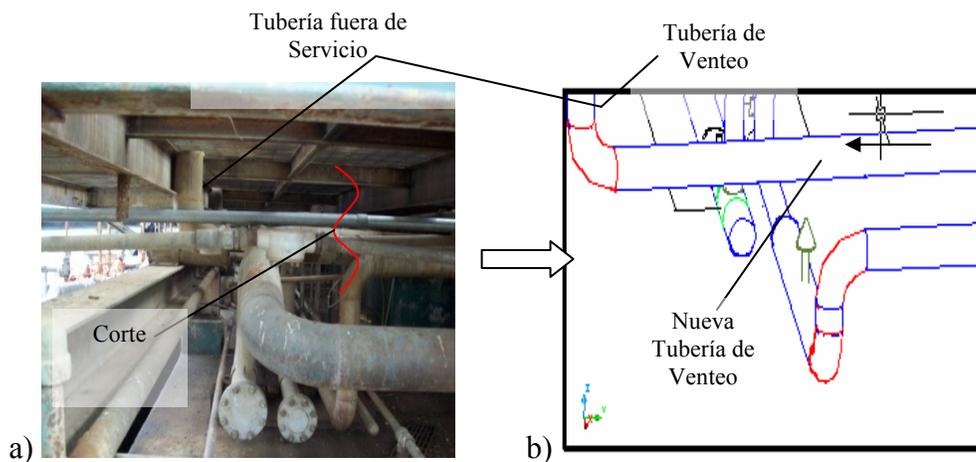


Figura 3.5. Ubicación de la nueva tubería de venteo.

- Unión de la tubería de aire de los turboalimentadores con los tanques almacenadores. La nueva tubería de suministro de aire de los turboalimentadores se encuentra bajo tierra, es de 6 plg (0,15 m) de diámetro y 105,33 pie (32,10 m) de longitud. Esta tubería pasa por la parte inferior de los tanques, la Fig. 3.6a muestra una referencia del lugar por donde pasa esta tubería. Esta modificación plantea la unión de esta tubería con los tanques, la Fig. 3.6b, muestra dicha conexión.

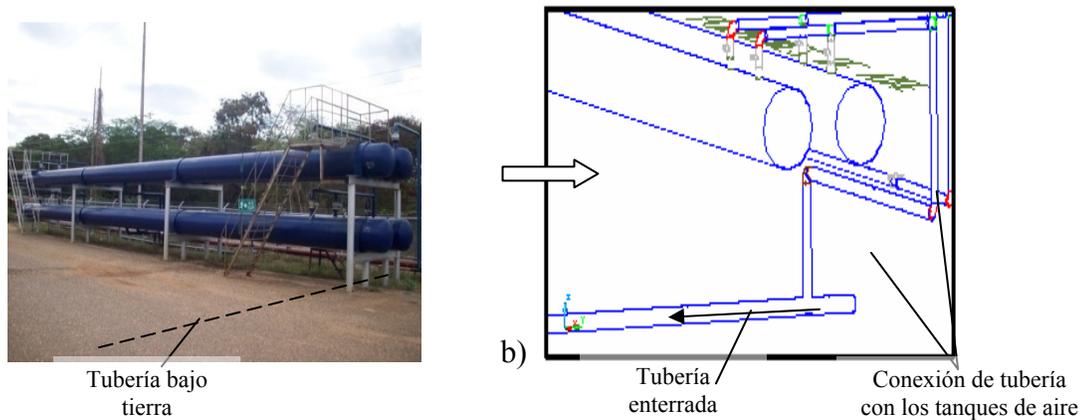


Figura 3.6. Unión de la nueva tubería de suministro de aire con los tanques.

4. Implementación de las válvulas reguladoras de presión a la entrada del cabezal de los turboalimentadores y de los accionadores mecánicos. La ubicación de estas válvulas a la entrada de los cabezales es debido a que con una válvula se regula la presión a los arrancadores de cada motocompresor, mientras la otra es utilizada para regular la presión al turboalimentador de los motocompresores, además de que están colocadas en una zona donde ocurre el cambio de diámetro en los tramos. La ubicación de las válvulas se aprecia en la Fig. 3.7. Las válvulas a utilizar son marca Fisher cuyo diámetro es igual al de las tuberías donde se va a instalar, 4 plg (0,10 m) de diámetro.

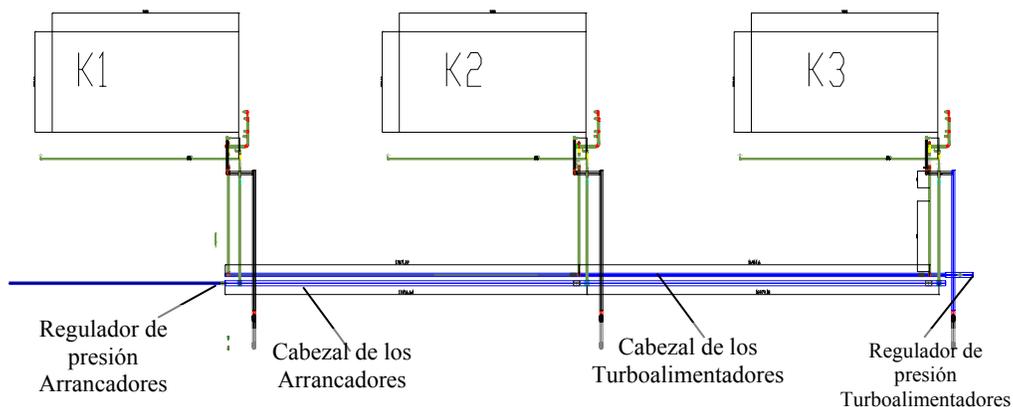


Figura 3.7. Ubicación de las válvulas reguladoras de presión.

3.4. Caída de presión del sistema de aire comprimido

En esta parte del proyecto se procedió a calcular la caída de presión en el nuevo sistema neumático propuesto, y de esta manera se determinó si el sistema cumplía con las condiciones operacionales establecidas por las normas de la empresa (PDVSA N° 90616.1.024; Dimensionamiento de tuberías de Procesos). Para ello se utilizaron las ecuaciones y consideraciones mencionadas en el manual PDVSA N° MDP-02-FF-04 (Flujo en Fase Gaseosa). Dichas ecuaciones fueron programadas en hojas de cálculos de Microsoft office Excel 2007.

Para el cálculo de la caída de presión se empleó un método de iteración simple y se utilizó la Ec. (2.3) la cual se dividió en dos partes:

$$F_{19} * \frac{P1^2 - P2^2}{P1 * v1} = \left[\frac{4fLG^2}{D} \right] \left[1 + \frac{D}{2fL} * \ln\left(\frac{P1}{P2}\right) \right] \quad (2.3)$$

Lado Izquierdo

Lado derecho

El estudio de caída de presión en el sistema propuesto se llevó a cabo en dos fases:

Fase 1°: Cálculo de la caída de presión hacia el turboalimentador.

En la Fig. 3.8 la combinación de la línea amarilla (D = 4 pulg; tramo 1), azul (D = 6 pulg; tramo 2) y amarilla (D = 4 pulg; tramo 3), representa el conducto de tramo más alejado hacia el turboalimentador.

En esta fase se dividió la tubería en tres tramos como se muestra en la Fig. 3.8. La metodología de cálculo para cada tramo se llevó a cabo de la manera siguiente:

Tramo 1. Se utilizó la Ec. (2.3) y se iteró para P_2 puesto que P_1 era la presión inicial en los tanques de aire, 260 psig (1792,64 kPam).

Tramo 2. Se aplicó la Ec. (2.3) y se iteró para P_2 ; la presión de entrada al tramo era la de salida del tramo anterior.

Tramo 3. Se empleó la Ec. (2.3) y se iteró para P_1 , ya que la presión de salida P_2 , 170 psig (1172,11 kPam) era la necesaria en el turboalimentador. Dicho valor de P_1 representaba la presión de trabajo de la válvula reguladora de presión.

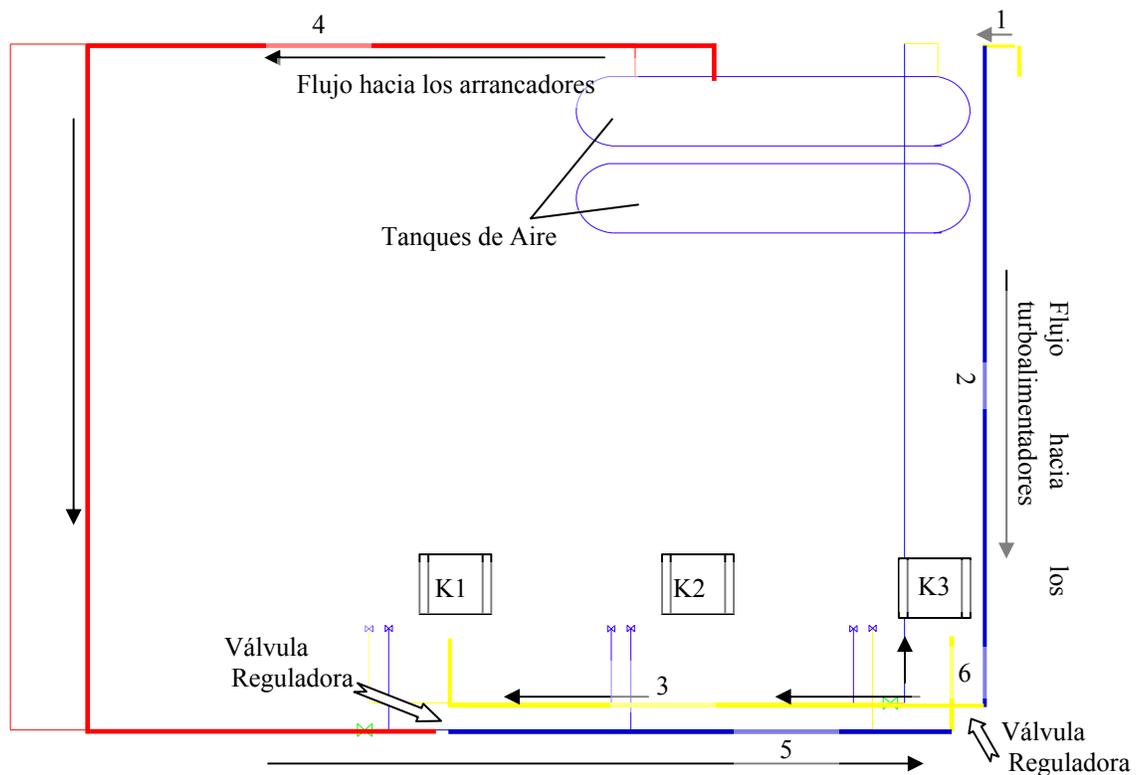


Figura 3.8. Esquema del sistema Neumático de Arranque Propuesto.

Fase 2°: Cálculo de la caída de presión hacia los arrancadores neumáticos.

En la Fig. 3.8 la combinación de la línea roja ($D = 3$ pulg; tramo 4), azul ($D = 6$ pulg; tramo 5) y amarilla ($D = 4$ pulg; tramo 6) representa la tubería de tramo más alejado hacia los accionadores mecánicos. Para esta fase se segmentó la tubería en tres tramos como se muestra en la Fig. 3.8.

La metodología de cálculo para cada tramo se llevó a cabo de la manera siguiente:

Tramo 4. Se empleó la Ec. (2.3) en la cual se iteró para P_2 puesto que P_1 era la presión inicial en los tanques de aire, 260 psig (1792,64 kPam).

El tramo 5 contiene la válvula reguladora de presión en la parte inicial (ver Fig. 3.8), además que no se conocía la presión a la salida por lo que se hizo necesario realizar primero el cálculo para el tramo 6; donde se utilizó la Ec. (2.3) y se iteró para P_1 mientras P_2 era la adecuada en los arrancadores neumáticos, 180 psig (1241,06 kPam).

Una vez evaluado el tramo 6, se realizó el cálculo en el tramo 5 donde P_2 era la presión de entrada al tramo 6 por lo tanto se iteró para P_1 . La presión encontrada (P_1) representaba el valor correspondiente al punto de trabajo de la válvula reguladora de presión.

El siguiente cálculo se realizó para el tramo 2 del flujo de aire hacia el turboalimentador a manera de muestra de cálculo, para los demás tramos se empleó la misma metodología, tanto para el flujo hacia el turboalimentador como para el dirigido hacia los arrancadores. Los datos están representados en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Datos utilizados en el cálculo de caída de presión en el tramo 2 del flujo hacia el turboalimentador.

Variable	Valor
Diámetro (D)	0,15 m (6 pulg.)
Temperatura de flujo (T)	300,22 K (27,22 °C)
Pi (π)	3,1416
Longitud (L)	31,6 m
Caudal (Q)	0,15 m³/s
Gravedad (g)	9,81 m/s²

Tabla 3.7. Datos utilizados en el cálculo de caída de presión en el tramo 2 del flujo hacia el turboalimentador (continuación).

Rugosidad Relativa (ϵ) (Acero Comercial; Tubería Estándar Schedule 40)	0,000046 m
Constante de los Gases (R)	8314 N . m/kgmol
Viscosidad dinámica (μ)	0,000018 kg/m . seg
Presión de entrada (P_1)	1789,46187 kPa
Presión de Iteración (P_2)	?
Factor que depende de las unidades utilizadas (F19)	1.10⁻⁹

En la Ec. 2.4 todos los términos eran conocidos, porque dependían del flujo y de la presión de entrada, P_1 , en cambio la presión de salida, P_2 era desconocida. Por lo tanto se supuso un valor inicial de P_2 , 259,3 psig (1787,78 kPa) en la Ec. 2.4 y se

realizó el proceso de iteración, dándole valores a P_2 hasta que ambos lados de la ecuación fuesen idénticos. En la Tabla 3.8 se muestran los resultados del proceso de iteración.

Tabla 3.8. Resultados del proceso de iteración.

Variable	Resultado
$\rho(\text{kg/m}^3)$	20,759
$v (\text{m}^3/\text{kg})$	0,0481
Re	1429992,741
ε/D	0,0002986

Tabla 3.8. Resultados del proceso de iteración (continuación).

$m (\text{kg/s})$	3,1143
f (Fanning)	0,003851
G (kg/seg.mm²)	0,00016709
Lado Izquierdo	$6,9694 \cdot 10^{-8}$
Lado Derecho	$9,7111 \cdot 10^{-8}$

Luego se observó que el lado izquierdo y lado derecho de la ecuación eran distintos, por lo tanto el valor supuesto inicialmente P_2 , 259,3 psig (1787,78 kPam) no era el correcto. Se repitió todo el procedimiento de cálculo hasta encontrar un valor de P_2 donde ambos lados de la ecuación fuesen iguales (ver Tabla 3.8).

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Diagnóstico del estado actual del sistema de aire comprimido

En el diagnóstico del sistema de arranque de aire comprimido de los motocompresores se realizó una inspección en campo, y en ella se determinaron una serie de escenarios que representaban las principales fuentes desfavorables en el sistema (ver Fig. 3.2). En la Tabla 4.1 se muestran los escenarios y los problemas que generaban cada uno de ellos al sistema de arranque de aire comprimido.

Tabla 4.1. Escenarios desfavorables en el actual sistema y los problemas generados por cada uno de ellos.

Escenario N°	Característica	Problema
1	Pulmón extra instalado	Disminución de la cantidad de aire adecuado en cada uno de los elementos neumáticos.
2	Utilización de tramos innecesarios de tuberías	Disminución de la cantidad de aire adecuado en cada uno de los elementos neumáticos. Aumento de la caída de presión en el sistema.
3	Exceso de accesorios en las líneas neumáticas	Aumento de la caída de presión en el sistema.
4	Presiones inadecuadas en dispositivos neumáticos	Presión de inyección por encima de la máxima recomendada en los arrancadores neumáticos. Presión de inyección por debajo de la presión de operación del turboalimentador.

En el escenario N° 1, mostrado en la Tabla 4.1, se observa como principal problema la disminución de la cantidad de aire adecuado en cada uno de los elementos neumáticos, esto se debe a que en la entrada del pulmón extra, se produce una desviación de aire hacia su interior producto de la diferencia de presión, lo cual disminuye el flujo hacia los dispositivos neumáticos. En los escenarios N° 2 y N° 3, se observa que existen excesos de accesorios y tramos de tuberías innecesarias por lo cual se genera un aumento en la caída de presión del sistema.

En el escenario N° 4 se plantea que existen presiones de operación inadecuadas en elementos neumáticos, esto se debe a que la presión de operación de los arrancadores neumáticos es de 180 psig (1241,06 kPam) y al momento del arranque de los motocompresores se le inyecta 260 psig (1792,64 kPam), esta condición muestra claramente que la presión en este dispositivo neumático no se está regulando, es decir, la presión de operación es mucho mayor a la de trabajo. La presión de trabajo del turboalimentador es de 170 psig (1172,11 kPam) y está siendo regulada a 70 psig (482,63 kPam) lo que muestra que este dispositivo no está operando bajo las condiciones de trabajo.

4.2. Volumen de aire a almacenar

La Tabla 4.1 presenta los volúmenes del tanque de aire comprimido para la realización de dos arranques continuos de un motocompresor, en ella se puede visualizar que existe una pequeña desviación del 0,14% entre el volumen recomendado por la empresa DRESSER RAND y el calculado por la ecuaciones del manual de Atlas Copco. Esta desviación de 0,14% significa que el valor encontrado es bastante aceptable, es decir, el tanque posee la capacidad de almacenamiento requerida, sin embargo la mala configuración de la red de tuberías produce deficiencias operacionales.

En la planta Compresora Santa Ana III se cuenta con una capacidad de almacenamiento de aire de 1700,64 pie³ y la cantidad mínima necesaria no supera los 1103,40 pie³, lo cual genera una cantidad de aire remanente de 597,24 pie³ cuya cantidad serviría para solventar las pérdidas que se generen en el periodo inicial de arranque.

Tabla 4.2. Volumen del tanque de aire comprimido para la realización de dos arranques continuos de cualquier motocompresor.

Volumen calculado por ecuaciones ATLAS COPCO pie³ (m³)	Volumen Recomend. Por DRESSER RAND pie³ (m³)	Volumen Instalado pie³ (m³)
1103,40 (31,24)	1105,00 (31,29)	1700,64 (48,16)

4.3. Rediseño del sistema neumático de arranque de aire comprimido

La función principal del rediseño del sistema neumático de arranque, era la eliminación de cada uno de los escenarios mostrados en la Tabla 4.1, aunado a esto, la búsqueda de nuevas alternativas que pretermitiesen obtener un sistema más eficaz y que operara bajo la norma PDVSA N° 90616.1.024, para ello se propusieron una serie de modificaciones en la red neumática de tuberías. En la Tabla 4.3 se aprecian las soluciones a los escenarios antes descritos.

Tabla 4.3. Soluciones a los escenarios desfavorables al sistema de arranque de aire comprimido.

Escenario Nº	Característica	Solución
1	Pulmón extra instalado	Eliminado
2	Tramos innecesarios de tuberías	Eliminado
3	Exceso de accesorios en las líneas neumáticas	Eliminado
4	Presiones inadecuadas en dispositivos neumáticos	Colocación de reguladores de presión a los elementos neumáticos sin regulación. Regulación adecuada de presión.

En la Tabla 4.3 se observa que con la eliminación del pulmón de aire extra (escenario N° 1) se dirige una mayor cantidad de aire hacia los elementos neumáticos producto de la no distribución del flujo hacia un consumidor extra. Con la eliminación de los escenarios N° 2 y N° 3 se produce una disminución de la caída de presión en el sistema, ya que el exceso de accesorios y tramos de tuberías ocasionan un aumento en la pérdida de energía. La solución planteada al escenario N° 4 está representada por la colocación de reguladores de presión en aquellos elementos que no poseen, y la regulación adecuada de aquellos que sí, con esta regulación se obtendrían elementos neumáticos funcionando bajo condiciones de operación.

En la Tabla 4.4 se muestran las nuevas alternativas propuestas al sistema neumático de arranque. La individualización de los flujos, escenario N° 5 (ver Fig. 3.3) permite que se puedan disminuir las velocidades y caídas de presión en las líneas de flujo; y con la ubicación de las válvulas reguladoras de presión a la entrada de cada uno de los cabezales de los elementos neumáticos (ver Fig. 3.3), se puede, con una válvula, regular la presión en todos los arrancadores de cada uno de los

motocompresores, y con otra se regula la presión de los turboalimentadores de los motocompresores.

Tabla 4.4. Nuevas alternativas propuestas al sistema neumático de arranque.

Escenario Nº	Alternativa
6	Individualización de los flujos
7	Colocación de válvulas reguladoras de presión a la entrada de los cabezales

4.4. Caída de presión en el sistema propuesto

4.4.1 Caída de presión del flujo hacia el turboalimentador

La Tabla 4.5 muestra la caída de presión del flujo hacia el turboalimentador. En ella se observa que la mayor caída de presión en psig por cada 100 pie de longitud (psig/100pie), la registran los tramos 1 y 3, alrededor de 1,97 psig (13,58 kPam) y 1,66 psig (11,45 kPam) respectivamente. Esto se debe a que estos tramos presentan las tuberías de diámetros menores y por ende se produce mayor pérdida de energía. En el tramo 2 se genera una caída de presión menor aproximadamente 0,322 psig (2,22 kPam), puesto que es el tramo de diámetro mayor.

En la Tabla 4.5 se puede apreciar que existe una brusca caída de presión entre los tramos 2 y 3, 87,06 psig (600,26 kPam), que ocurre en la válvula reguladora de presión. Esta válvula es la encargada de mantener la presión adecuada de los turboalimentadores de cada motocompresor en 170 psig (1172,11 kPam).

La caída de presión en cada tramo es 0,46 (3,17); 0,34 (2,34) y 2,14 (14,75) psig (kPam), respectivamente. El tramo 3 presenta mayor caída de presión debido a que es el de longitud más larga.

Tabla 4.5. Presiones de salida y entrada en los tramos, obtenidas mediante el método iterativo para el flujo hacia el turboalimentador.

Tramo; Presión psig (kPam)	Diámetro pulg (mm)	Longitud m (pie)	Presión psig (kPam)	ΔP psi/100pie (kPam/100pie)	ΔP Total psig kPam
1; 260 (1792,64) Entrada (P₁)	4 (101,60)	7,2 (23,35)	259,54 (1789,47) (P₂)	1,97 (13,58)	0,46 (3,17)
2; 259,54 (1789,47) Entrada (P₁)	6 (152,40)	31,6 (103,67)	259,20 (1787,13) (P₂)	0,322 (2,22)	0,34 (2,34)
3; 170 (1172,11) Salida (P₂)	4 (101,60)	38,5 (126,31)	172,14 (1186,87) (P₁)	1,66 (11,45)	2,14 (14,75)

En la Tabla 4.6 se muestra una comparación entre las velocidades y caídas de presión calculadas y recomendadas por la norma PDVSA N° 90616.1.024 en los distintos tramos que conducen el fluido hasta el turboalimentador. Las velocidades en los tramos 1,2 y 3 son: 58,16; 26,43 y 58,79 pie/s respectivamente. Se observa que las

velocidades y caídas de presión en los tramos 1 y 3 están dentro del rango recomendado ($35 < 58,16 < 70$ y $35 < 58,79 < 70$ pie/s). En el tramo 2 se puede apreciar que la velocidad está por debajo del mínimo aceptable ($26,43 < 45$ pie/s), lo que indica que se puede usar una tubería de menor diámetro a la ya instalada, sin embargo la limitante impuesta por la empresa de utilizar al máximo los componentes presentes no permite que se pueda utilizar otro diámetro menor. El diámetro recomendado para ser instalado es de 4 plg (101,60 mm) con lo cual se obtiene una velocidad del fluido en la línea de 58,65 pie/seg y la caída de presión 1,98 psig/100 pie de longitud, de esta forma el tramo 2 estaría en el rango aceptable de operación.

Tabla 4.6. Velocidades y Caídas de presión calculadas y recomendadas en los tramos de flujo hacia el turboalimentador.

Tramo	Diámetro pulg (mm)	Velocidad a la Salida pie/s (m/s)	Velocidad Recomend. pie/s (m/s)	Caída de Presión psig/100 pie (kPam/100 pie)	Caída de Presión Max Recomend. psig/100pie
1	4 (101,60)	58,16 (17,73)	35 a 70 (10,67 a 21,34)	1,97 (13,58)	2
2	6 (152,40)	26,43 (8,06)	45 a 90 (13,72 a 27,43)	0,322 (2,22)	2
3	4 (101,60)	58,79 (17,92)	35 a 70 (10,67 a 21,34)	1,66 (11,45)	2

4.4.2 Caída de presión del flujo hacia los arrancadores neumáticos

La Tabla 4.7 refleja las caídas de presión en los distintos tramos que conducen el fluido hasta los arrancadores neumáticos. Se puede apreciar que existen caídas de presión total de: **3,71; 0,033 y 0,031** psig respectivamente en cada tramo, esto muestra claramente que existe una pérdida de presión bastante pequeña en los tramos 5 y 6 alrededor de 0,03 psig (0,21 kPam); esto es producto de que el tramo 5 representa el de mayor diámetro, 6 plg (152,40 mm), y a pesar que el tramo 6 es de igual diámetro que el tramo 4, la baja caída de presión se debe a que este último es de longitud mucho menor. Se observa que en el tramo 4 se obtiene la mayor caída de presión, alrededor de 3,71 psig motivado a que el diámetro de la tubería es menor, 3 pulg (76,20 mm), además de que representa el tramo de mayor longitud.

Otro escenario importante que se aprecia es la caída de presión entre el tramo 4 y 5, que ocurre en la válvula reguladora encargada de adecuar la presión de los arrancadores en 180 psig (1241,06 kPam).

Tabla 4.7. Presiones de salida y entrada en los tramos, obtenidas mediante el método iterativo para el flujo hacia los arrancadores mecánicos.

Tramo; Presión psig (kPam)	Diámetro pulg (mm)	Longitud m (pie)	Presión psig (kPam)	ΔP psig/100pie (kPam/100pie)	ΔP Total psig kPam
4; 260 (1792,64) Entrada (P₁)	3 (76,20)	80,14 (262,93)	256,29 (1767,06) (P₂)	1,386 (9,56)	3,71 (25,58)

5; 180,03 (1241,27) Salida (P₂)	6 (152,40)	34,45 (113,02)	180,06 (1241,47) (P₁)	0,029 (0,20)	0,033 (0,21)
6; 180 (1241,06) Salida (P₂)	4 (101,60)	4,3 (14,11)	180,03 (1241,27) (P₁)	0,20 (1,38)	0,031 (0,21)

En la Tabla 4.8 se observa la comparación entre las velocidades y caídas de presión calculadas y recomendadas por la norma PDVSA N° 90616.1.024 en los tramos que conducen el fluido hacia los arrancadores. La mayor velocidad se registra en el tramo 4 (37,22 pie/s) debido a que este representa el de diámetro menor, 3 pulg (76,20 mm), sin embargo, no sobrepasa el límite superior aceptable (70 pie/s). En el tramo 5 se produce la menor velocidad (9,39 pie/s) y está por debajo del mínimo permisible (45 pie/s), producto de que este tramo constituye el de diámetro mayor, 6 pulg (152,40 mm). Esta condición indica que se puede utilizar una tubería de menor diámetro a la instalada, no obstante existen limitantes de configuración neumática.

En el tramo 6 la utilización de un diámetro de 3 plg (76,20 mm) generaría velocidades alrededor de 36,72 pie/s y caída de presión en psi/100 pie de longitud de 0,97; por otra parte, con la implementación de un diámetro de 3 plg (76,20 mm) en el tramo 5 se obtendrían velocidades de 36,91 pie/s y caídas de presión en psi/100 pie de longitud de 0,98. Esta condición en ambos tramos se encuentra en el rango de operación establecido por la norma PDVSA N° 90616.1.024.

Tabla 4.8. Velocidades y Caídas de presión calculadas y recomendadas en los tramos de flujo hacia los arrancadores.

Tramo	Diámetro Pulg (mm)	Velocidad a la Salida pie/s (m/s)	Velocidad Recomend. pie/s (m/s)	Caída de Presión psig/100 pie (kPam/100 pie)	Caída de Presión Max. Recomend. psig/100pie (psi)
4	3 (76,20)	37,22 (11,34)	35 a 70 (10,67 a 21,34)	1,386 (9,56)	0,5 – 2
5	6 (152,40)	9,39 (2,86)	45 a 90 (13,72 a 27,43)	0,029 (0,20)	0,5 – 2
6	4 (101,60)	20,64 (6,29)	35 a 70 (10,67 a 21,34)	0,20 (1,38)	0,5 – 2

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- El volumen del tanque instalado en la planta (1700,64 pie³) es capaz de almacenar la cantidad mínima suficiente de aire (1103,40 pie³), para la realización de dos arranques continuos de un motocompresor.
- Las caídas de presión y velocidades del fluido en las líneas de tuberías están dentro de los rangos aceptables por la empresa, a excepción de la tubería bajo tierra y el cabezal de los arrancadores.
- Con la implementación de las válvulas reguladoras de presión, los dispositivos neumáticos (turboalimentadores y arrancadores), trabajaran bajo las condiciones de funcionamiento adecuado.

5.2 Recomendaciones

- Se recomienda reubicar los compresores encargados de llenar los tanques de aire lo más cerca posible a éstos, para así de esta forma disminuir el tiempo de reposición de la masa de aire.
- Por cuanto la tubería en el tramo 2 del flujo hacia el turboalimentador, no cumple con los criterios de velocidad y caída de presión planteados en la norma PDVSA N° 90616.1.024. Es recomendable en un futuro la instalación de un diámetro de 4 pulg (101,60 mm) para cumplir con esta norma.
- Por cuanto la tubería en los tramos 5 y 6 del flujo hacia los arrancadores, no cumplen con los criterios de velocidad y caída de presión planteados en la norma PDVSA N° 90616.1.024. Se recomienda en un futuro instalar un diámetro de 3 pulg (76,20 mm) para cumplir con esta norma.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Gonzales, J. **Evaluación del sistema de aire comprimido para la mejora del consumo energético de una Cervecería**. Tesis de Grado Universidad de oriente. Puerto la cruz (2003).
- [2] Zapata, J. **Modificación del Sistema de Arranque de las unidades Motocompresoras de la Planta Compresora Jusepín 6**. Tesis de Grado Universidad de oriente. Puerto la cruz (2005).
- [3] Marín, N. **Evaluación del sistema de aire comprimido de una planta metalmecánica**. Tesis de Grado Universidad de oriente. Puerto la cruz (2004).
- [4] Normas PDVSA Gas, Anaco. **Dimensionamiento de Tuberías de Procesos**. (1993).
- [5] Atlas Copco Venezuela, S.A. **Manual de Aire comprimido y su Aplicación en la Industria** (2002).
- [6] Mataix, C. **Mecánica de los Fluidos y Maquinas Hidráulicas**. Editorial del Castillo, Nueva York, (1982).
- [7] Normas PDVSA Gas. Anaco **Flujo en fase Gaseosa**. (1993).
- [8] Atlas Copco Venezuela, S.A. **Selección de motores de Arranques Neumáticos**. (2002).
- [9] Warner Turbochargers Systems Company, New York. **Manual de Calculo y Selección de Turboalimentadores para Motocompresores**. (2001).

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	“Mejoramiento del Sistema de Arranque de aire comprimido de la Planta Compresora Santa Ana III (PCSA-3) de PDVSA GAS-ANACO”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
Arias H., Richard J.	CVLAC: 16.064.618 EMAIL: Richard_ariash@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:

PALABRAS O FRASES CLAVES:

Arrancadores
Almacenamiento
Compresión
Excel
Mejoramiento
Motocompresor
Turboalimentador
Válvula

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se muestran los resultados obtenidos en el estudio de caída de presión y consumo de aire, del sistema de arranque de aire comprimido de unos motocompresores de gas turboalimentados, ubicados en la planta compresora “Santa Ana III” de PDVSA GAS ANACO. En la fase inicial de dicho estudio se observaron deficiencias considerables respecto a: configuración de redes de tuberías, consumo de aire y exceso de accesorios en las líneas de flujo; razones estas que, se presumía, debilitaban dicho sistema, ocasionando así el mal funcionamiento del mismo. Teniendo como principal limitación la utilización al máximo de los componentes neumáticos presentes en el actual sistema (tuberías, válvulas, etc.), se propuso implementar una serie de modificaciones a la configuración neumática para resolver los problemas actuales, y a su vez mejorar el funcionamiento del sistema de arranque. Tales modificaciones abarcaron: la individualización de las tuberías de suministro de aire tanto del turbo como de los arrancadores, exclusión de tramos innecesarios de tuberías, eliminación de exceso de accesorios, entre otras.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Ayala R, Orlando	ROL	CA	AS <input checked="" type="checkbox"/>	TU	JU
	CVLAC:	1.193.694			
	E_MAIL	omayala@hotmail.com			
	E_MAIL				
Sánchez, Robert	ROL	CA	AS	TU <input checked="" type="checkbox"/>	JU
	CVLAC:	5.486.698			
	E_MAIL	sanchezrj@pdvsa.com			
	E_MAIL				
Martínez, Johnny	ROL	CA	AS	TU	JU <input checked="" type="checkbox"/>
	CVLAC:	8.340.871			
	E_MAIL	johnnymartinez@hotmail.com			
	E_MAIL				
Rengel, José Eduardo	ROL	CA	AS	TU	JU <input checked="" type="checkbox"/>
	CVLAC:	9.278.475			
	E_MAIL	Rengel66@gmail.com			
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	02	11
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Mejoramiento Sistema de Arranque. DOC	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I
 J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y
 z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: Planta Compresora Santa Ana III (PDVSA)

TEMPORAL: 6 Meses

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:
INGENIERO MECÁNICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:
PRE-GRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE, NÚCLEO ANZOÁTEGUI.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado.

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

Arias Hernández, Richard José
AUTOR

Ayala R, Orlando
TUTOR

Martínez, Johnny
JURADO

Rengel, José Eduardo
JURADO

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS:

Suárez, Diógenes