



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE UN
COMPRESOR DE CUATRO ETAPAS EN
LA CASA DE FUERZA DE LA EMPRESA
FORD MOTOR DE VENEZUELA, S.A

Autor: Cesar Díaz

Urb. Yuma II, Calle N°3, Municipio San Diego
Telefono: (0241)8714240 (Master)-Fax: (0241)871239



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

**ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR DE CUATRO
ETAPAS EN LA CASA DE FUERZA DE LA EMPRESA FORD MOTOR DE
VENEZUELA, S.A**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

Autor: Díaz S. Cesar A.

C.I. 22.736.913.

Tutor: Ing. Gruber Caraballo

San Diego, enero 2019.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Gruber A. Caraballo V, portador de la cédula de identidad N° 12014408, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Cesar A. Díaz. Portador de la cédula de identidad N° 22.736.913, titulado “**Estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A.**” presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, en el mes de enero del año dos mil diecinueve.

Ing. Gruber A. Caraballo V
C.I: V-12014408.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE
UN COMPRESOR DE CUATRO ETAPAS
EN LA CASA DE FUERZA DE LA
EMPRESA FORD MOTOR DE VENEZUELA, S.A

CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN

Tutor Académico Ing. Gruber A. Caraballo V, cédula de identidad V-12.014.408

Tutor Empresarial Ing. Arturo J. Mendoza P, cédula de identidad V-5.348.700

Autor: Cesar Díaz

C.I: 22.736.913

COORDINACIÓN DE PASANTÍA Y TRABAJO DE GRADO

Firma

Sello

Fecha

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por darme la fortaleza, la salud y por siempre acompañarme en mis faenas día tras día, pero sobre todo en darme una familia tan maravillosa, que me apoya en cada paso que de mi vida y que me ha dado amor, atención y por darme fuerzas en las situaciones más difíciles mi vida.

A los Profesores, de la Universidad José Antonio Páez por todos los conocimientos impartidos durante estos años, que me permitieron alcanzar la meta de ser Ingeniero Mecánico, ejerciendo uno de los trabajos más nobles que puedan existir, realizando una labor llena de compromiso con la sociedad estudiantil para moldear la conducta y el aprendizaje de quienes serán los profesionales del futuro.

Muy especialmente, **al profesor y tutor Gruber Caraballo**, por su guía, orientaciones, su apoyo incondicional y por bríndame sus conocimientos. Por invertir su tiempo y atención, muchas gracias.

Agradezco cordialmente, a cada una de las personas que de una u otra manera aportaron un granito de arena para que yo pudiera alcanzar esta meta, por sus buenos sentimientos, y muestras de apoyo, a los que siempre estuvieron para ayudarme de manera incondicional.

¡MUCHÍSIMAS GRACIAS A TODOS!

-Cesar Augusto Díaz Salcedo.

DEDICATORIA

A Dios, por ser quien siempre me ha brindado fortaleza para perseverar y llegar hasta el final.

A mis Padres, Luisa Salcedo y Agustín Díaz, por ser los pilares fundamentales de mi vida, siempre darme su amor y brindarme su apoyo incondicional; por sus sabios consejos y valores impartidos, por siempre estar allí para mí cuando más los necesito, por tener en mis capacidades y ser ejemplos de trabajo, perseverancia y lucha constante.

A mis Hermanos, por estar pendiente de mí, brindarme su apoyo y por ser siempre motivo de alegría y orgullo para mí, su amor para mí es invaluable.

A mi tutor académico, ingeniero Gruber Caraballo, por haberme ayudado en todo lo referente a todas las herramientas que pude utilizar en la realización de este proyecto, sin ella la culminación de este proyecto habría sido mucho más cuesta arriba.

A mis Supervisores, de Ford Motor Venezuela, y a todos mis compañeros del área de por haberme compartido de sus conocimientos durante los 6 meses de la duración de mi proyecto.

Y muy especialmente a **Susanne Baute**, porque siempre estuvo a mi lado ayudándome y apoyándome en los momentos buenos y malos en mi carrera como estudiante.

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO

INDICE DE FIGURAS	x
INDICE DE TABLAS	xii
RESUMEN INFORMATIVO	xiv
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO

I LA EMPRESA

1.1 Descripción de la empresa.....	3
1.2 Reseña histórica.....	3
1.3 Mercado.....	5
1.4 Misión.....	6
1.5 Visión.....	6
1.6 Objetivos.....	6
1.7 Valores.....	7
1.8 Políticas.....	7
1.9 Estructura organizacional de la empresa.....	10
1.10 Descripción del departamento.....	10
1.11 Misión del departamento.....	11
1.12 Estructura organizacional del departamento.....	11
1.13 Actividades desarrolladas durante el periodo de pasantía.....	12

II EL PROBLEMA

2.1 Planteamiento del problema.....	13
2.2 Formulación del problema.....	14
2.3 Objetivos de la investigación.....	14
2.3.1 Objetivo General.....	14
2.3.2 Objetivo Específicos.....	14
2.4 Justificación.....	15
2.5 Alcance.....	16
2.4 Limitaciones.....	16

III MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

3.1 Antecedentes.....	17
3.2 Bases Teóricas.....	18
3.2.1 Aire Comprimido.....	19
3.2.2 Temperatura.....	19
3.2.3 Presión.....	20

3.2.4 Ley de Charles.....	20
3.2.5 Compresor.....	21
3.2.5.1 Tipos de Compresores.....	21
3.2.6 Compresores Centrífugos Generalidades.....	29
3.2.6.1 Descripción.....	30
3.2.6.2 Parte de un Compresor Centrifugo.....	32
3.2.6.3 Ventajas y Desventajas del Compresor Centrifugo.....	35
3.2.6.4 Rendimiento de un Compresor.....	36
3.2.6.5 Curvas Características.....	37
3.2.7 Relación de un Compresor Máxima en una Etapa de un turbocompresor.....	37
3.2.7.1 Capacidad de los Turbocompresores Centrífugos.....	38
3.2.7.2 Relación de Compresión Máxima en un turbocompresor de varios escalonamientos.....	39
3.2.7.3 Relaciones de Compresión.....	39
3.2.7.4 Compresión Isotrópica en el rodete.....	40
3.2.7.5 Compresión Adiabática real en el rodete.....	41
3.2.8 Tipos de Refrigeración.....	41
3.2.9 Tipos de Rendimientos.....	45
3.2.10 Problemas de Operación.....	45
3.3 Plan de Mantenimiento.....	46
3.4 Consideraciones de consumo en la red de tuberías.....	47
3.5 Definición de Términos Básicos.....	49
IV MARCO METODOLÓGICO	
4.1 Tipo de Investigación.....	51
4.2 Diseño de la Investigación.....	51
V RESULTADOS	
5.1 Determinar la situación actual del compresor de cuatro etapas en el establecimiento de compresores de la empresa.....	54
5.2 Identificar los parámetros que debe tener el compresor para que este pueda realizar un buen funcionamiento.....	66
5.2.1 Cálculos de las temperaturas isentrópicas por etapa.....	67
5.2.2 Calculo de las alturas y eficiencias isotérmicas por cada etapa del compresor Centac – C30.....	68
5.2.3 Línea de suministro de aire comprimido de los compresores.....	76
5.2.4 Suministro actual real de aire comprimido que genera los compresores hacia la planta de producción.....	80
5.2.5 Consumo actual de aire comprimido que se requieren para el funcionamiento total de la planta de producción.....	84
5.2.6 Calculo de condensado y arrastre de líquidos en la red de tuberías.....	86

5.3 Diagnosticar los problemas que causan las altas temperaturas en su funcionamiento.....	88
5.4 Elaborar un procedimiento de mantenimiento, el cual asegure el buen estado de la maquina.....	91
CONCLUSIONES.....	93
RECOMENDACIONES.....	95
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	96
APÉNDICES	
APENDICE A: Consumo y requerimiento del aire comprimido por equipo.....	98
APENDICE B: Dato de cada sección de tubería (actual).....	101
APENDICE C: Distribución de flujo y velocidad de salida (sistema actual).....	102

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura

1	Estructura Organizativa de Ford Motor de Venezuela, S.A.....	10
2	Estructura Organizativa del Departamento de Ingeniería de Producto.....	11
3	Esquema de un Compresor Reciprocante de Simple Efecto.....	25
4	Compresor de Paletas Deslizantes.....	26
5	Compresor de Impulsores de Lóbulos Rectos.....	27
6	Compresor Helicoidal.....	27
7	Compresor Axial.....	28
8	Compresor Centrifugo.....	29
9	Secciones de un Compresor Centrifugo de Alabes Curvados hacia atrás.....	31
10	Cambios de Presión, Estática y Dinámica a Través de un Turbocompresor Centrifugo.....	31
11	Partes del Compresor Centrifugo.....	32
12	Rodete de Entrada y Salida Radial.....	32
13	Tipos de Rodetes Centrifugos.....	33
14	Compresor Centrifugo con Carcasa Horizontal.....	34
15	Cojinetes Pertenecientes a un Compresor Centrifugo.....	35
16	Curva Característica de un Compresor Centrifugo.....	37
17	Rodetes que Desplazan Volúmenes Diferentes y Generan igual p3.....	39
18	Turbocompresor Radial de Varios Escalonamientos.....	39
19	Turbocompresor Centrifugo de Escalonamientos Múltiples.....	40
20	Refrigeración Interna en un Turbocompresor.....	42
21	Curva de Refrigeración Centrifugo.....	42
22	Refrigeración Exterior Dividido en Tres Grupos de Escalonamiento.....	43
23	Refrigeración Exterior.....	44
24	Factores de simultaneidad según el número de dispositivos.....	49
25	Parte del historial del sistema de monitoreo.....	55
26	Medidores de temperatura del sistema de enfriamiento por agua de recirculación del compresor Centac –C30.....	57
27	Valores sobre el funcionamiento que muestra el sistema de monitoreo electrónico del compresor Centac – C30.....	60
28	Pantalla principal del sistema de monitoreo electrónico del compresor del compresor Centac-C30.....	61
29	Manómetro ubicado en la tubería de admisión.....	66
30	Compresor °N1 Ingersoll-Rand, modelo Centac-C30.....	78
31	Compresor °N2 Ingersoll-Rand, modelo Centac-C26.....	78
32	Compresor °N2 Ingersoll-Rand, modelo Centac-C26.....	79

33	Secador motivair, modelo CWD -8000.....	79
34	Distribución de consumo según los departamentos de producción.....	85
35	Capacidad de producción de aire comprimido vs el consumo de aire comprimido.....	86
36	Filtro de admisión del compresor Centac – C30.....	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla

1	Historial de fallas que se observaron en el compresor Centac –C30.....	55
2	Valores promedio del sistema de refrigeración por agua (lado izquierdo) en el compresor Centac-C30.....	56
3	Valores promedio del sistema de refrigeración por agua (lado derecho) en el compresor Centac-C30.....	57
4	Valores promedio de temperatura y presión del aceite lubricante en el compresor Centac-Cc30.....	58
5	Valores promedio de la presión de descarga del aire por etapa tomados en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac-C30...	59
6	Valores promedio de la temperatura de descarga del aire pro etapa tomados en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac-C30.....	59
7	Valores de la vibración por cada etapa tomados en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac-C30.....	60
8	Valores promedios de presión de descarga en el aire por etapa tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac-C30.....	61
9	Valores promedios de temperatura de descarga en el aire por etapa tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac-C30.....	62
10	Valores promedios de la vibración por etapa, tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac-C30.....	62
11	Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado izquierdo) tomados en un funcionamiento irregular del compresor Centac-C30.....	64
12	Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado derecho) tomados en un funcionamiento irregular del compresor Centac-C30.....	64
13	Valores promedios del sistema de lubricación de aceite, tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac-C30.....	65
14	Valores obtenidos del cálculo isotérmico por etapa, realizados en un funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.....	75
15	Valores comparativos entre los funcionamientos regular e irregular del compresor Centac-C30 en función a la relación de compresión por etapas.....	76

16	Ficha técnica de los compresores y el secador.....	77
17	Promedio de corriente de operación por mes de cada compresor en el primer semestre del año 2018.....	82
18	Promedio de corriente de operación por mes de cada compresor en el durante el periodo 2018.....	83
19	Caudales generados hacia planta por cada compresor.....	83
20	Porcentaje de consumo de aire comprimido por departamento.....	84
21	Capacidad total de aire comprimido requerido.....	85
22	Plan de mantenimiento del compresor mejorado.....	92



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

**ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR DE CUATRO
ETAPAS EN LA CASA DE FUERZA DE LA EMPRESA FORD MOTOR DE
VENEZUELA, S.A**

Autor: Díaz, Cesar.

Tutor Académico: Ing. Gruber Caraballo

Fecha: Julio, 2018.

RESUMEN INFORMATIVO

Los compresores son equipos que se utilizan para la generación de aire comprimido, estos deben de cumplir con una normativa y con un mantenimiento, sin embargo el compresor ubicado en la casa de fuerza (establecimiento de máquinas) de la empresa Ford Motor de Venezuela S.A, presenta diversas irregularidades en su funcionamiento, dentro de las cuales una de las principales causas es el aumento excesivo en la temperatura del flujo de descarga, ocasionada por una obstrucción que se encontró en el filtro de admisión, y el exceso de condensado en la red de tuberías del sistema de aire comprimido. La presente investigación tiene como objetivo realizar un estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela S.A, en donde se implementó una mejora en el plan de mantenimiento del compresor, lo cual asegure el buen estado y funcionamiento del mismo, para así mejorar la capacidad de producción de aire comprimido que se suministra a la planta de la empresa.

Descriptor: Compresor, Casa de fuerza, Neumático, Funcionamiento, Causas de fallas.

INTRODUCCIÓN

Ford Motor es una de las empresas más grandes del a nivel mundial, al igual que sus sucursales distribuidas en todo el mundo. Una de ellas es la empresa Ford Motor de Venezuela, empresa ensambladora de vehículos automotores, en la cual son ensamblados modelos de carros, camionetas, Pick-Ups y camiones tales como son: cargo 815 y cargo 1721, entre los automóviles y camionetas están; el Fiesta Titanium, Ecosport, Explorer, F-250; F-250 doble cabina, F-350 y el reciente y último modelo la Ecosport 2018. En función a la constante actualización de diversos modelos de automóviles e integración de nuevos vehículos, esta es una empresa que en los procesos de ensamblaje, no debería presentar paradas inoportunas o paradas de producción no programadas, debido a que esto conllevaría en pérdidas de miles de dólares, es por tal motivo el incentivo y desarrollo de este proyecto, ya que se ha presentado una situación irregular en la casa de fuerza o establecimiento de compresores, en el cual uno de los compresores principales que suministra aire comprimido a las líneas de planta, para la utilización de las máquinas y herramientas que utilizan aire comprimido, para el proceso de ensamble, Presenta un mal funcionamiento, lo que conlleva una paralización parcial de las líneas de planta.

Este trabajo está constituido en los siguientes capítulos:

Capítulo I: La Empresa. Se ilustra una breve reseña histórica de la empresa, se describe la misma, indicando su misión, visión, objetivos, valores y políticas, así como también su estructura organizacional, actividades económicas y el mercado.

Capítulo II: El Problema. En este apartado se explica todo lo relacionado al planteamiento y formulación del problema, además de los objetivos a alcanzar en este

proyecto, así como también las limitaciones que se presentan al momento de solucionar el problema.

Capítulo III: Marco Referencial Conceptual. En este capítulo se presenta toda terminología y los conceptos básicos necesarios que permiten entender y manejar los términos relacionados con la investigación.

Capítulo IV: Marco Metodológico. Consta de las distintas fases metodológicas a emplear en el desarrollo de las estrategias, en la cual se justifica dicha metodología empleada por la investigación, que son establecidas para cumplir con los objetivos propuestos.

Capítulo V: Resultados. Detalla y se exponen una serie de soluciones, propuestas, Dichos resultados que se obtuvieron a lo largo de la realización de este trabajo, se obtienen mediante las fases metodológicas definidas en el capítulo anterior.

CAPÍTULO I

LA EMPRESA

1.1 Descripción de la Empresa

Ford Motor Company es una empresa global ensambladora de vehículos automotores. Cuenta con plantas de fabricación de automóviles en estados unidos, Argentina, Australia, Brasil, Canadá, México, Sudáfrica, Taiwán, Unión Europea y Venezuela, y está asociada con las siguientes compañías automotrices: Mazda, de Japón, Kia, de Corea; Aston Martin y Jaguar, ambas de gran Bretaña.

La planta Ford Motors de Venezuela S.A, se encuentra ubicada en la zona Industrial Sur de Valencia, Av. Henry Ford del Estado Carabobo, Venezuela. Ocupa una superficie de 416.234 m^2 con una capacidad instalada de 300 vehículos por día, en un solo turno de producción; para ello, la empresa cuenta con más de 2000 trabajadores.

Por otra parte, actualmente son ensamblados en esta planta modelos de Carros, Camionetas, Pick – Ups, y Camiones tales como el fiestas. Ecosport, Explorer, F – 250, F – 250 Doble cabina; F- 350, Cargo 815 y Cargo 1721, utilizando para su elaboración materia prima de alta calidad; todo esto sumado a un sistema de higiene, ergonomía, ambiente y seguridad, garantizando así la excelencia de sus productos en el mercado nacional.

1.2 Reseña Histórica

Ford Motor Company nace el 16 de junio de 1903, cuando Henry Ford y once socios suscribieron la empresa con un capital de apenas 28 mil dólares. Hoy, casi Centenaria, reporta ventas por el orden de los 128,4 millardos de dólares. Ford es quizá la empresa Norteamericana cuyo símbolo es el más fácil de reconocer.

De hecho, es la segunda corporación industrial del mundo y los autos y camiones con el ovalo se venden en 200 países y territorios, acumulando el 13 % del mercado global.

Entre los primeros modelos desarrollados por Ford, uno de los más memorables es el Modelo T, que nació en 1908 y comenzó a venderse en Venezuela en 1911. Su evolución de 19 años, durante los cuales se vendieron más de 15 millones de unidades, simboliza el desarrollo de la joven compañía que había iniciado una revolución urbana con sus vehículos, así como otra revolución industrial al incorporar la línea de ensamblaje al proceso de producción.

Entre los años de 1920 y 1930 Ford incrementa la capacidad de producción y lanza el modelo A. con variedad de carrocerías y colores; Pero su mayor éxito, en los años prebélicos (1932), fue el vaciado de un motor V-8 en una sola pieza. Lo que los expertos consideraban imposible y en que a la competencia tomo años en igualar, se convirtió en una confiable realidad para quienes se deleitaban con la performance de un vehículo.

En la Segunda Guerra Mundial también demostró los recursos industriales de Ford. En menos de tres años, su contribución al esfuerzo bélico Norteamericano se materializo en 8.600 bombardero B-24, 57.000 motores para aviones, más de 250.000 jeeps, tanques, destructores de tanques y otras piezas de máquinas de guerra. Finalizada la contienda, la empresa se embarcó en un proceso de reestructuración y expansión, cuyos frutos notables fueron el lanzamiento del Thunderbird en 1954 y del Mustang en 1964, así como el establecimiento de nuevas de fabricación de piezas y de ensamblaje fuera de los Estados Unidos. Es así como 27 de octubre de 1962 se inauguró la planta de Ensamblaje de Ford Motor de Venezuela, en la Zona Industrial de Valencia. Fue la culminación de una relación que llevaba más de medio siglo, a través de una red de distribuidores que importaba autos y camiones desde los Estados Unidos y los vendía en todo el territorio nacional. El primer carro que salió de la línea de montaje fue un Ford Falcón.

En 1995, la planta de Valencia conquistó la distinción Q-1, con la que Ford certifica que sus operaciones cumplen con los mismos requisitos de seguridad, calidad, prontitud y respeto al ambiente exigidos en las mejores plantas del mundo.

Otra validación, de acuerdo con normativas independientes de aceptación universal, ocurrió en 1996 con el otorgamiento de la certificación Covenin- ISO 9002 y ha sido recertificada por ISO 14000 por la protección al medio ambiente.

El reconocimiento de esa calidad por parte del consumidor le ha concedido a Ford el segundo lugar en ventas en Venezuela. Sus autos y camiones llegan al consumidor a través de su red de 63 concesionarios, con total respaldo de servicio y repuestos.

1.3 Mercado

Como fue indicado anteriormente la planta actualmente se divide en cuatro grandes ramas de producción que son: Carros, Camionetas, Pick –Ups y Camiones; de los cuales se deriva los siguientes portafolios de productos para el mercado de consumidores:

Carros

- Fiesta: SE, Titanium
- Ecosport; Titanium M/T, Titanium A/T y Freestyle 4WD.

Camionetas

- Explorer: XLT 4X2, XLT 4X4 y Limited 4X4.

Pick-Ups

- F-250: XL 4X2 y XLT 4x4.
- F-250 Doble Cabina F-250 DC Lariat 4X4.
- F-350: 4X2 MT y 4X4 MT.

Camiones

- Cargo 815 y 816: Chasis corto y Chasis largo.
- Cargo 1721: Chasis corto y Chasis largo.

1.4 Misión

Ser la compañía líder mundial en producción y servicios automotores, orientada hacia el consumidor, mediante un sistema común de producción simplificado, flexible y disciplinado, definido por un conjunto de principios y procesos, que emplee grupos de personas capaces y facultados que aprenda y trabaje en conjunto de manera segura, en la producción y entrega de productos que consistentemente excedan la expectativas de los clientes en calidad, costo y tiempo, donde la calidad es lo primero; los clientes son la razón de hacer de todos los actos y el mejoramiento continuo esencial para el éxito.

1.5 Visión

La organización Ford Motor Company es una familia global diversa, con una tradición de la cual están orgullosos, comprometidos con pasión a ofrecer productos y servicios excepcionales que mejoren la calidad de vida de las personas.

1.6 Objetivos

- ✓ Ensamblar autos de excelente calidad, tomando en cuenta la productividad, competitividad y rentabilidad; además de establecer y aplicar políticas y normas de calidad que permitan brindar a sus clientes tanto internos como externos un óptimo servicio, asegurándose que el mismo satisfaga totalmente sus necesidades y requerimientos en un mínimo de tiempo y con calidad.
- ✓ Ofrecer a los empleados un crecimiento personal, logros de adiestramiento y participación en el proceso de toma de decisiones, capacitando y motivando al personal a trabajar en equipo y permitiéndole oportunidades de desarrollo basándose en los valores más altos de conducta y ética profesional.

- ✓ Satisfacer con éxito las necesidades de su cliente ensamblando a una óptima calidad bajo un control que se rige por las exigencias competitivas del mercado, asegurando el crecimiento y viabilidad de nuestra empresa.

1.7 Valores

- ✓ El cliente es la máxima prioridad. Se hace lo que sea correcto para los clientes, la gente, el ambiente y la sociedad. Mejorando todo lo que se hace, Proporciona retornos superiores a los accionistas.
- ✓ El negocio está impulsado por el enfoque hacia el consumidor, la creatividad, la efectividad y un espíritu emprendedor.
- ✓ Ford Motor Company conforma un gran equipo. Se respeta y valora la contribución de cada uno de los trabajadores.
- ✓ La integridad de la empresa nunca se compromete y realiza una contribución positiva a la sociedad.
- ✓ Constantemente se esfuerza para mejorar todo lo que se hace.
- ✓ Guiados por estos valores, proporciona retornos superiores a nuestros accionistas.

1.8 Políticas

Política ambiental

Ford Motor de Venezuela, S.A., empresa dedicada al ensamblaje de vehículos y distribución de partes y accesorios, está comprometida a:

- § Cumplir y superar los requerimientos legales ambientales del país y otros requisitos corporativos.
- § Minimizarla contaminación.
- § Reducir los impactos adversos al ambiente.

§ Mejorar continuamente en el desempeño ambiental mediante el establecimiento y revisión de objetivos y metas ambientales.

La política ambiental de Ford Motor de Venezuela S.A., empresa dedicada al ensamblaje de vehículos, es ser una organización con un alto sentido de responsabilidad en la protección del medio ambiente. Ford Motor de Venezuela S.A está comprometida a cumplir con la política corporativa No. 17 de Ford Motor Company, incluyendo el compromiso a cumplir, y cuando sea posible, superar los requerimientos legales ambientales del país al igual que otros requisitos corporativos, a la reducción y seguimiento en la generación de desechos, minimización de la contaminación y a la reducción de impactos adversos al ambiente.

Ford Motor de Venezuela S.A está comprometida a la mejora continua de su desempeño ambiental mediante el establecimiento de objetivos ambientales que serán periódicamente revisados con el fin de alcanzar la visión y los lineamientos ambientales de nuestra planta, tomando en cuenta los objetivos del negocio, los puntos de vista de los empleados y de la comunidad en general.

Esta política ambiental cubre todas las actividades de Ford Motor de Venezuela S.A. directa o indirectamente relacionadas con el ensamblaje de vehículos y distribución de partes y accesorios. Estamos comprometidos a gerenciar nuestras operaciones, procesos, materiales, y personal para reducir el impacto al ambiente de nuestras actividades. Nuestro Sistema de Gestión Ambiental identificará y manejará aspectos ambientales significativos, con especial énfasis en:

- § Tratamiento y Control de descarga de aguas industriales de desecho para ayudar en el saneamiento del lago de Valencia.
- § Control de efluentes sanitarios.
- § Reducción, reusó, y reciclaje de desechos y material de empaque, como también su seguimiento hasta la disposición final.
- § Uso eficiente de la energía.

§ Control de las emisiones atmosféricas.

§ Conservación de recursos naturales.

Política de calidad

En Ford Motor de Venezuela, empresa dedicada al ensamblaje de vehículos y distribución de partes y accesorios; estamos comprometidos en lograr la satisfacción total de nuestros clientes sus expectativas al menor costo, a través del mejoramiento continuo de nuestros procesos, productos, servicios y sistemas de gestión de calidad.

Política de Salud y Seguridad

Ford Andina mantiene como política de Salud y Seguridad su firme compromiso en establecer y mantener un ambiente de trabajo seguro y saludable para todos sus trabajadores. La protección de la salud y seguridad de nuestros trabajadores, es el elemento fundamental de las decisiones de la empresa. Por lo tanto, su política en materia de Salud y Ambiente es:

§ Promover la mejora continua de los indicadores de salud, seguridad y Ambiente de todos los trabajadores, mediante la continua aplicación de programas efectivos de prevención y comunicación.

§ Alcanzar la meta de cero lesiones a personas y cero daños al ambiente, equipo, material y/o propiedades de la compañía, a través del fomento de prácticas y/o condiciones seguras de manera continua.

§ Asegurar el orden, la limpieza, el mantenimiento y la organización en todos los lugares de la planta de ensamblaje y de la empresa en general.

§ Cumplir con todas las regulaciones gubernamentales y corporativas en materia de salud, seguridad y ambiente.

§ Desarrollar programas de promoción de la seguridad y salud en el trabajo, de prevención de accidentes y enfermedades ocupacionales, de recreación, utilización del tiempo libre, descanso y turismo social.

Todos los trabajadores tienen que ser responsables de implementar efectivamente esta política y requiere que la conducta de cada trabajador fomente las acciones y condiciones seguras. También tienen la responsabilidad de alertar al supervisor inmediato, representante sindical o delegado de prevención apropiado, sobre cualquier práctica o condición que no esté alineada con esta política.

Los miembros de la gerencia, con su total compromiso en materia de salud y seguridad, tienen un rol de liderazgo activo para asegurar que esta política se convierta en una parte integral del trabajo diario. En cada tarea ejecutada y en la mejora continua de la protección de nuestros trabajadores.

1.9 Estructura Organizacional de la Empresa

La estructura organizativa, está conformada tal como se muestra en la figura 1, mediante el cual está orientada al compromiso de suministrar en forma permanente, productos que satisfagan las necesidades de los consumidores, mediante el mejoramiento continuo de la calidad en todos los aspectos asegurando la permanencia de la empresa y contribuyendo al mejoramiento de la calidad de vida.

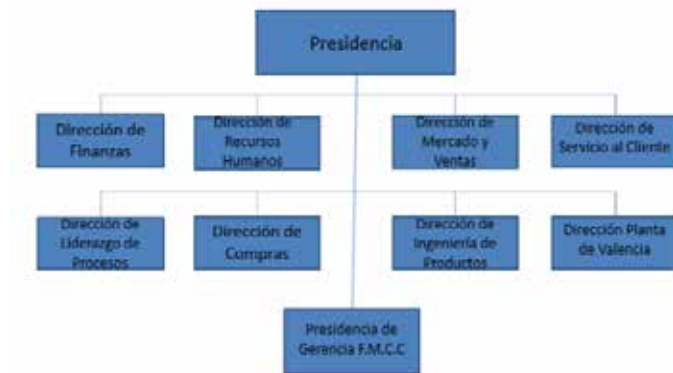


Figura 1. Estructura organizativa de Ford Motor de Venezuela

Fuente: Dirección de operaciones de planta, (2018).

1.10 Descripción del departamento

En el departamento de ingeniería de producto, es una de las áreas con más importancia en la empresa, ya que en esta se elabora un proceso mediante el cual se libera, desarrolla,

evalúa y finalmente se aprueba una pieza manufacturada localmente para ser usada en producción, teniendo en cuenta una serie de factores que cumplan con los requisitos y normas establecidas por la empresa, que generen un producto de alta calidad.

En el departamento de ingeniería de producto, están en constante estudio sobre el chequeo las piezas, herramientas y procesos a utilizar, para que se cumpla un desarrollo óptimo tanto en el proceso de ensamble como en el producto terminado.

1.11 Misión del Departamento (Ingeniería de Producto)

Comprobar la factibilidad y utilización de un programa por medio de un equipo de profesionales, ya dicho programa sea requerido o implementado por la casa matriz. Teniendo en cuenta así los altísimos niveles de exigencia y calidad de la empresa.

1.12 Estructura Organizacional del Departamento

El departamento de ingeniería de producto está constituido, por diversos sub-departamentos las cuales son encabezadas por un director de desarrollo local, dichos sub-departamentos están conformados de la siguiente manera, como se muestra en la figura 2.

En este sentido, su finalidad es analizar y estudiar los diversos cambios sobre elementos o procesos, que puedan interferir en el sistema de producción.

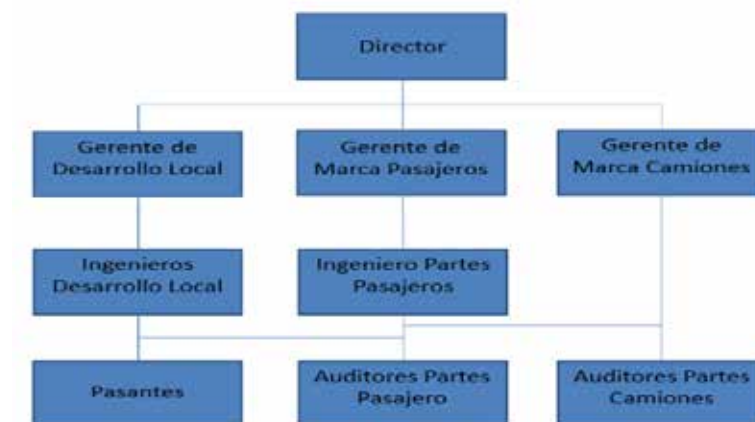


Figura 2. Estructura organizativa del departamento de Ingeniería de Producto

Fuente: Dirección de Desarrollo de Producto, (2018).

1.13 Actividades a desarrollar durante el periodo de pasantías.

Durante el periodo de pasantías, en el departamento de ingeniería de producto, el pasante desarrollo una serie de diversas actividades las cuales son:

- ✓ Estudio y desenvolvimiento de diversos programas tales como; Tim center y Wers.
- ✓ Realización de modelados de piezas en 3ra dimensión y la Visualización de sus medidas de construcción.
- ✓ Análisis de la plataforma wers, sobre la toma de decisiones de los ingenieros encargados de los productos finales escogidos.
- ✓ Descarga y chequeo de planos de elementos automotrices, mediante el programa Ford docth.
- ✓ Realización de comparaciones de elementos automotrices, mediante el programa Tim Center.
- ✓ Introducción y desarrollo a la auditoria de producto.
- ✓ Realización y construcción del ensamble de las manillas, parachoques trasero y delantero de la nueva EcoSport 2018, en el programa Tim Center.

CAPÍTULO II

EL PROBLEMA

En este capítulo, el objetivo está centrado en profundizar detalladamente el estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A. Según Arias (1999) el planteamiento del problema consiste en describir de manera amplia la situación objeto de estudio, ubicándola en un contexto que permita comprender su origen y relaciones.

2.1 Planteamiento del Problema

La empresa Ford Motor de Venezuela S.A. es una de las más grandes ensambladoras de automóviles del país, en donde incorpora el diseño, la creatividad y la innovación en el producto, atendiendo así las necesidades, proporcionándole así a sus clientes servicios y productos de calidad.

Por otra parte, cada día las empresas destinadas al ensamble de automóviles, evolucionan progresivamente en el desarrollo y desenvolvimiento de sus instalaciones, fortaleciendo así el proceso de producción, ya que todos los componentes que la integran deben de estar en correcto funcionamiento, de lo contrario, si llegan a existir fallas estos se reflejarían y ocasionarían un daño material que afectarían a la empresa en todos sus aspectos.

En este sentido, este galpón es de vital importancia para la empresa, ya que cuenta con diversos compresores que son utilizados para la línea de producción de ensamble de los vehículos, ya que este aire comprimido es suministrado a través de toda la planta por medio de una red de tuberías, a las cuales el aire es utilizado en las distintas maquinarias y herramientas que son necesarias para la producción de los vehículos, es por ello que se centrara la mayor atención debido a que en esta casa de fuerza, uno de los compresores

principales han presentado problemas en su funcionamiento entre los problemas que existen se pueden destacar dos particularmente referidos al incremento de temperatura y otro al elevado nivel de presión en el arranque del mismo, incluso llegando a originar los niveles de presión de disparo en dicho compresor. Por lo expuesto anteriormente, la empresa ha decidido la suspensión temporal del funcionamiento del compresor, como medida de seguridad. Originando así una paralización parcial en las áreas de producción de planta, debido a los bajos niveles de presión que se requieren para la utilización de las máquinas y herramientas en dichas instalaciones.

2.2 Formulación del Problema

Una vez identificado el problema, surge una interrogante, que estará enmarcada en el siguiente ámbito:

¿Cómo determinar la causa del incremento de temperatura en la disfuncionalidad de un compresor de cuatro etapas en la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A.?

2.3 Objetivos de la Investigación

2.3.1 Objetivo General

Estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A.

2.3.2 Objetivos Específicos

- Ü Determinar la situación actual del compresor de cuatro etapas en el establecimiento de compresores de la empresa.
- Ü Identificar los parámetros que debe tener el compresor para que este pueda realizar un buen funcionamiento.
- Ü Diagnosticar los problemas que afectan las altas temperaturas en su funcionamiento.

- Ü Elaborar un procedimiento de mantenimiento, el cual asegure el buen estado de la máquina.

2.4 Justificación

El presente trabajo de investigación acerca de Estudio de funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A. es de gran importancia para esta empresa, ya que Ford Motor de Venezuela S.A. se ha caracterizado como la primera ensambladora de vehículos en Venezuela y el mundo, gracias a que ha enfocado su empeño hacia la conquista del mercado automotor. Unos de los aspectos que la ha caracterizado en por ser una de las empresa con una gran capacidad de producción que satisfaga las demanda del mercado y también por los escasos niveles de fallas, accidentes y/o paradas no programadas en sus instalaciones, es por tal motivo el incentivo sobre el desarrollo de este trabajo, ya que con este se permitirá esclarecer el motivo del mal funcionamiento del compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de dicha empresa, permitiendo así la apertura y reincorporación parcial de las líneas de plantas que se encuentran sin funcionamiento, obteniendo así la capacidad máxima de producción de la empresa.

Además de lo antes expuesto la investigación servirá como guía de estudio y revisión documental para los alumnos y docentes de la facultad de ingeniería, contribuyendo así en fortalecimiento de sus conocimiento en esta área de la Universidad José Antonio Páez, por otra parte también los autores de la investigación serán beneficiados ya que a través de esta se estará cumpliendo con las normas desarrolladas que establecen las condiciones, procedimientos y criterios exigidos por la Universidad José Antonio Páez, para la elaboración y presentación del trabajo de grado.

2.5 Alcance

En lo que concierne al alcance de esta investigación, el objetivo consiste en realizar un estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A.

2.6 Limitaciones

El desarrollo exitoso y completo de este proyecto dependerá de diversos factores entre los cuales se destacan:

- ✓ El tiempo de investigación, desarrollo y presentación preliminar del proyecto está estipulado en 3 meses, cuyo tiempo es igual al que cuenta con 3 meses de pasantías, que normalmente es lo que se contemplan en 8 horas laborables en la empresa.
- ✓ Existe también una gran dificultad al momento de recolectar los datos en el funcionamiento del compresor, ya que este presenta un riesgo, debido a las altas presiones que genera al momento de su arranque y encenderlo requiere de permisos especiales.

El acceso a la información es limitado, debido a diversas políticas de confiabilidad de la empresa.

CAPÍTULO III

MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

Para el desarrollo de la presente investigación es necesario hacer una revisión documental orientada a identificar los conocimientos que se han obtenido alrededor del tema, aunque son de diferentes años esto puede constituir un punto referencial, a su vez comparar contenidos puede facilitar a otros obtener información actualizada de las problemáticas que se suscitan en relación al “Estudio del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A”. En tal sentido, Tamayo y Tamayo (2003), señalan que, “todo hecho anterior a la formulación del problema que sirva para aclarar juzgar e interpretar el problema planteado, constituye los antecedentes del problema”. (p.72)

A continuación, se muestran algunos antecedentes del presente trabajo, los cuales servirán de apoyo en la investigación:

3.1 Antecedentes

Para iniciar los antecedentes bibliográficos se encuentra la investigación realizada por Morales, A. (2016) egresado de la Universidad José Antonio Páez quien realizó una investigación titulada **“Rediseño del sistema de distribución, acondicionamiento y generación de aire comprimido del departamento de línea final de la empresa C.A Goodyear de Venezuela”**. El propósito planteado consistía en explicar detalladamente la situación actual de la distribución, evaluación y verificación de tuberías y del acondicionamiento del aire comprimido dentro de la empresa. La investigación se fijó en la

modalidad de proyecto factible basado en un diseño de campo, con un nivel descriptivo y documental, en donde a través de técnicas y fases de la investigación se llegó a un estudio exhaustivo en el desarrollo de la empresa.

Por otra parte, la investigación realizada por Guilarte, G. (2015), titulada **“Procedimiento de diseño, selección y evaluación de compresores centrífugos aplicando la norma API 617”**, trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. El propósito planteado consistía en buscar lograr inducir estos tipos de compresores a los procedimientos dentro de la empresa, y de esta manera evaluar el uso y las aplicaciones destinadas al mismo, Enmarcada en una investigación bajo la modalidad de proyecto factible, basado en un diseño de campo, con un nivel documental-descriptivo, que a través de fases se determinó los diferentes aspectos ejecutados y descritos en relación a las actividades ejecutadas dentro de la empresa.

Gil, C. (2013), realizo una investigación titulada **“Selección y diseño de compresores centrífugos”**, trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Industrial. Cuyo objetivo general fue presentar herramientas básicas para realizar el diseño de un compresor centrífugo. La metodología empleada en dicho trabajo, fue una investigación de proyecto factible, de campo con carácter descriptivo, la información obtenida se desarrolló de forma cualitativa.

Tomando en cuenta lo antes descrito, esta investigación representa un aporte de mucha relevancia para el desarrollo del presente trabajo, ya que el autor propone unas series de estrategias las cuales ayudarían en el mejoramiento en relación a la selección y diseño de los compresores centrífugos, siendo este el objeto de estudio.

3.2 Bases teóricas

Para un proyecto de investigación, las bases teóricas, consisten en todas las herramientas, definiciones, conceptos, entre otros; facilitando a los investigadores entender, estudiar, evaluar y analizar la situación o el aspecto que estén desarrollando. Según Arias (1999): las bases teóricas comprenden un conjunto de conceptos y proposiciones que

constituyen un punto de vista o enfoque determinado, dirigido a explicar el fenómeno o problema planteado. Ésta sección puede dividirse en función de los tópicos que integran la temática tratada o de las variables que serán analizadas. (p.14)

3.2.1 Aire comprimido.

El aire comprimido es aire atmosférico común que se ha comprimido con un compresor a una presión más alta que la presión atmosférica. El aire seco consta principalmente de oxígeno y nitrógeno. En la atmósfera también hay agua que se mezcla en el aire seco hasta formar un determinado contenido de humedad, dependiendo de la temperatura y del posicionamiento terrestre.

El aire comprimido es un medio que puede almacenar grandes cantidades de energía de forma segura y fiable. Esta forma de energía está muy difundida y se utiliza en prácticamente todas las ramas industriales en todo el mundo. Casi el 90% de todas las empresas fabricantes utilizan aire comprimido de una u otra forma en sus procesos de producción.

El uso del aire comprimido es muy común en la industria, tiene la ventaja sobre los sistemas hidráulicos de ser más rápido, aunque es menos preciso en el posicionamiento de los mecanismos y no permite fuerzas grandes.

Por lo tanto, se podría considerar el aire comprimido, como una masa de aire que se encuentra sometida a una presión superior a la atmosférica. Esta capacidad del aire para ser comprimido, se explica en las leyes de los gases.

En pocas aplicaciones se puede usar el aire comprimido directamente de la salida de los compresores. Habitualmente es necesario tratar al menos la eliminación de polvo y contaminantes, así como del agua condensada o en vapor.

3.2.2 Temperatura

La Temperatura es una magnitud que mide el nivel térmico o el calor que un cuerpo posee. Toda sustancia en determinado estado de agregación (sólido, líquido o gas), está constituida por moléculas que se encuentran en continuo movimiento. La suma de las

energías de todas las moléculas del cuerpo se conoce como energía térmica; y la temperatura es la medida de esa energía promedio.

3.2.3 Presión

Es una magnitud física que mide la proyección de la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea.

En el Sistema Internacional de Unidades la presión se mide en una unidad derivada que se denomina pascal (Pa) que es equivalente a una fuerza total de un newton (N) actuando uniformemente en un metro cuadrado (m²). En el Sistema Inglés la presión se mide en libra por pulgada cuadrada (pound square inch o psi) que es equivalente a una fuerza total de una libra actuando en una pulgada cuadrada.

3.2.4 Ley de Charles

Es una de las leyes de los gases, que relaciona el volumen y la temperatura de una cierta cantidad de gas ideal, mantenida a una presión constante, mediante una constante de proporcionalidad directa. En otras palabras, dicha ley establece que, para una cierta cantidad de gas a una presión constante, al aumentar la temperatura, el volumen del gas aumenta y al disminuir la temperatura, el volumen del gas disminuye. Esto se debe a que la temperatura está directamente relacionada con la energía cinética debido al movimiento de las moléculas del gas. Así que, para cierta cantidad de gas a una presión dada, a mayor velocidad de las moléculas (temperatura), mayor volumen del gas.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (\text{Ec.1})$$

Donde:

V_1 = Volumen inicial

T_1 = Temperatura inicial

V_2 = Volumen final

T_2 = Temperatura final

3.2.5 Compresor.

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tales como gases y vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, estos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable.

3.2.5.1 Tipos de compresores

Clasificación según el método de intercambio de energía:

Hay diferentes tipos de compresores atmosféricos, pero todos realizan el mismo trabajo: toman aire de la atmósfera, lo comprimen para realizar un trabajo y lo regresan para ser reutilizado.

- El compresor de desplazamiento positivo: Las dimensiones son fijas. Por cada movimiento del eje de un extremo al otro tenemos la misma reducción en volumen

y el correspondiente aumento de presión (y temperatura). Normalmente son utilizados para altas presiones o poco volumen. Por ejemplo el inflador de la bicicleta. También existen compresores dinámicos. El más simple es un ventilador que usamos para aumentar la velocidad del aire a nuestro entorno y refrescarnos. Se utiliza cuando se requiere mucho volumen de aire a baja presión:

- El compresor de émbolo: Es un compresor atmosférico simple. Un vástago impulsado por un motor (eléctrico, diésel, neumático, etc.) es impulsado para levantar y bajar el émbolo dentro de una cámara. En cada movimiento hacia abajo del émbolo, el aire es introducido a la cámara mediante una válvula. En cada movimiento hacia arriba del émbolo, se comprime el aire y otra válvula es abierta para evacuar dichas moléculas de aire comprimidas; durante este movimiento la primera válvula mencionada se cierra. El aire comprimido se lleva a un depósito de reserva. Este depósito permite el transporte del aire mediante distintas mangueras. La mayoría de los compresores atmosféricos de uso doméstico son de este tipo.
- El compresor de pistón: Es en esencia una máquina con un mecanismo pistón-biela-cigüeñal. Todos los compresores se accionan por alguna fuente de movimiento externa. Lo común es que estas fuentes de movimiento sean motores, tanto de combustión como eléctricos. En la industria se mueven compresores accionados por máquinas de vapor o turbinas. En este caso, cuando el cigüeñal gira, el pistón desciende y crea vacío en la cámara superior, este vacío actúa sobre la válvula de admisión (izquierda), se vence la fuerza ejercida por un resorte que la mantiene apretada a su asiento, y se abre el paso del aire desde el exterior para llenar el cilindro. El propio vacío, mantiene cerrada la válvula de salida (derecha).

Durante la carrera de descenso, como puede verse en el esquema de abajo (lado izquierdo) todo el cilindro se llena de aire a una presión cercana a la presión exterior. Luego cuando el pistón comienza a subir, la válvula de admisión se cierra, la presión interior comienza a subir y esta vence la fuerza del muelle de recuperación de la válvula

de escape o salida (esquema lado derecho), con lo que el aire es obligado a salir del cilindro a una presión algo superior a la que existe en el conducto de salida. Obsérvese que el cuerpo del cilindro está dotado de aletas, estas aletas, aumentan la superficie de disipación de calor para mejorar la transferencia del calor generado durante la compresión al exterior.

Excepto en casos especiales, en el cuerpo del compresor hay aceite para lubricar las partes en rozamiento, así como aumentar el sellaje de los anillos del pistón con el cilindro. Este aceite no existe en los compresores de tipo médico, usado en la respiración asistida, debido a que siempre el aire de salida contiene cierta cantidad de él o sus vapores.

Los compresores de doble etapa (esquema de abajo), trabajan con el mismo sistema simple de pistón-biela-cigüeñal, con la diferencia que aquí trabajan dos pistones, uno de alta y otro de baja presión. Cuando el pistón de alta presión (derecha) expulsa el aire, lo manda a otro cilindro de menor volumen. Al volver a comprimir el aire, alcanzamos presiones más elevadas.

- El compresor de tornillo (caracol): Aún más simple que el compresor de émbolo, el compresor de tornillo también es impulsado por motores (eléctricos, diésel, neumáticos, etc.). La diferencia principal radica que el compresor de tornillo utiliza dos tornillos largos para comprimir el aire dentro de una cámara larga. Para evitar el daño de los mismos tornillos, aceite es insertado para mantener todo el sistema lubricado. El aceite es mezclado con el aire en la entrada de la cámara y es transportado al espacio entre los dos tornillos rotatorios. Al salir de la cámara, el aire y el aceite pasan a través de un largo separador de aceite donde el aire ya pasa listo a través de un pequeño orificio filtrador. El aceite es enfriado y reutilizado mientras que el aire va al tanque de reserva para ser utilizado en su trabajo.

- Sistema pendular Taurozzi: consiste en un pistón que se balancea sobre un eje generando un movimiento pendular exento de rozamientos con las paredes internas del cilindro, que permite trabajar sin lubricante y alcanzar temperaturas de mezcla mucho mayores.
- Alternativos o reciprocantes: utilizan pistones (sistema bloque-cilindro-émbolo como los motores de combustión interna). Abren y cierran válvulas que con el movimiento del pistón aspira/comprime el gas. Es el compresor más utilizado en potencias pequeñas. Pueden ser del tipo herméticos, semiherméticos o abiertos. Los de uso doméstico son herméticos, y no pueden ser intervenidos para repararlos. Los de mayor capacidad son semiherméticos o abiertos, que se pueden desarmar y reparar.
- De espiral (orbital, scroll).
- Rotativo de paletas: en los compresores de paletas la compresión se produce por la disminución del volumen resultante entre la carcasa y el elemento rotativo cuyo eje no coincide con el eje de la carcasa (ambos ejes son excéntricos). En estos compresores, el rotor es un cilindro hueco con estrías radiales en las que las palas (1 o varias) comprimen y ajustan sus extremos libres al interior del cuerpo del compresor, comprimiendo así el volumen atrapado y aumentando la presión total.
- Rotativo-helicoidal (tornillo, screw): la compresión del gas se hace de manera continua, haciéndolo pasar a través de dos tornillos giratorios. Son de mayor rendimiento y con una regulación de potencia sencilla, pero su mayor complejidad mecánica y costo hace que se emplee principalmente en elevadas potencias, solamente.
- Rotodinámicos o turbomáquinas: utilizan un rodete con palas o álabes para impulsar y comprimir al fluido de trabajo. A su vez estos se clasifican en axiales y centrífugos.

Por otra parte, también dentro de los tipos de compresores se pueden dividir e identificar en dos grupos generales tales como:

- a) Unidades volumétricas o de desplazamiento positivo:
- b) Unidades de flujo continuo.

Dentro de este grupo se encuentran:

Compresores reciprocantes.

Los compresores reciprocantes son máquinas de “desplazamiento positivo” los cuales operan mediante una reducción positiva de un cierto volumen de gas atrapado dentro del cilindro mediante un movimiento recíprocante del pistón. La reducción en volumen origina un alza en la presión hasta que la misma alcanza la presión de descarga; y ocasiona el desplazamiento del fluido a través de la válvula de descarga del cilindro.

En este sentido, en relación al funcionamiento el cilindro está provisto de válvulas las cuales operan automáticamente por diferenciales de presión, al igual que válvulas de retención, para admitir y descargar gas. La válvula de admisión abre cuando el movimiento del pistón ha reducido la presión por debajo de la presión de entrada en la línea. La válvula de descarga se cierra cuando la presión acumulada en el cilindro deja de exceder la presión en la línea de descarga luego de completar el golpe de descarga, previniendo de esta manera el flujo en sentido reverso, tal como se muestra en la figura 3.

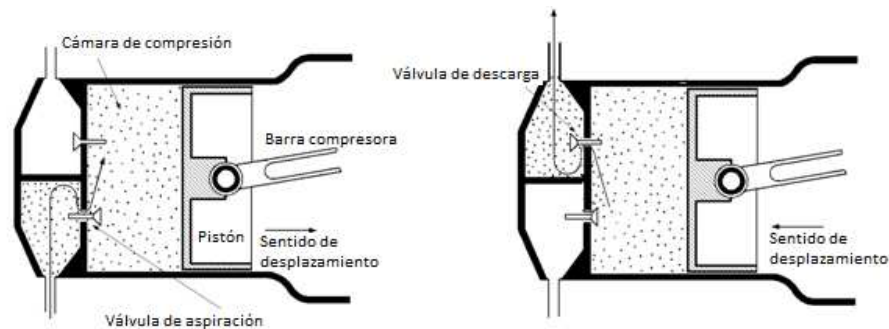


Figura 3. Esquema de un compresor recíprocante de simple efecto

Fuente: Google Imágenes

Compresores con paletas deslizantes.

Los compresores de paletas deslizantes son compresores volumétricos rotativos, en donde el motor es excéntrico en relación a la carcasa o el cilindro, y lleva una serie de aletas que se ajustan contra las paredes de la carcasa debido a la fuerza centrífuga.

Este tipo de compresores consiste básicamente de una cavidad cilíndrica dentro de la cual está ubicado en forma excéntrica un motor con ranuras profundas, unas paletas rectangulares se deslizan libremente dentro de las ranuras de forma que al girar el motor la fuerza centrífuga empuja las paletas contra la pared del cilindro.

En relación a su sistema el gas al entrar, es atrapado en los espacios que forman las paletas y la pared de la cavidad cilíndrica es comprimida al disminuir el volumen de estos espacios durante la rotación.

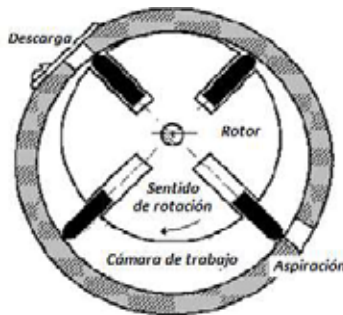


Figura 4. Compresor de paletas deslizantes

Fuente: Google Imágenes

Tal como se muestra en la figura 4, Debido a la fuerza centrífuga y la forma de la cavidad interior, el líquido adopta una configuración especial, estableciendo un cierre hidráulico. El gas queda retenido entre las paletas y el líquido, en un volumen que está aumentando y luego disminuyendo desde la admisión hasta la descarga.

Compresores con dos impulsores de lóbulos rectos

Mediante la acción de dos impulsores acoplables de lóbulos rectos, se captura el gas y se transporta desde la admisión hasta la descarga. Es importante mencionar que no compresión interior, dicha esta explicación en la figura 5 se muestra lo mencionado.

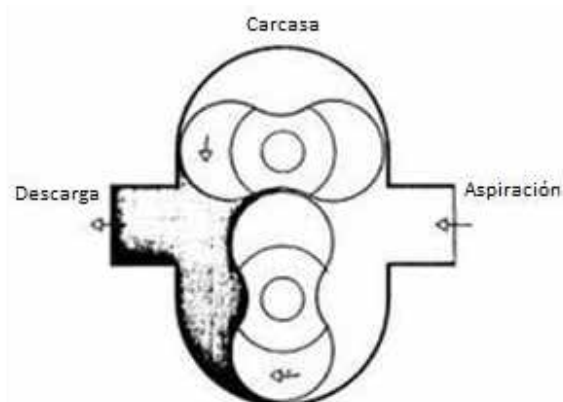


Figura 5. Compresor de impulsos de lóbulos rectos.

Fuente: Google Imágenes

Compresores de lóbulos helicoidales o espirales.

Dos rotores que engranan (macho y hembra) comprimen y desplazan el gas. El gas queda atrapado en las cavidades del rotor en un extremo; se comprime entre los rotores que engranan entre sí, y se descarga por el otro extremo, dicha explicación de muestra en la figura 6.

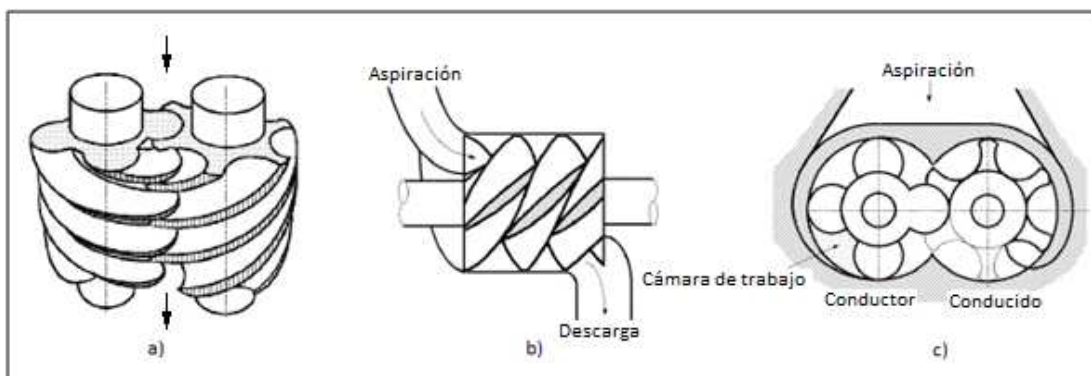


Figura 6. Compresor Helicoidal. a) Isometría. b) Vista lateral.

c) Vista de planta

Fuente: César, Tolmo (2013)

También por otra parte, se encuentran compresores tales:

Compresores Axiales.

Son máquinas dinámicas en las que se acelera el flujo de gas en las direcciones axial y periférica mediante el giro de unas palas especiales conformadas.

El flujo principal de gas es axial. Las palas del estator permiten transformar la velocidad en presión. En los compresores axiales, el flujo tiene lugar a través de redes de paletas o alabes que son alternativamente rotativos o estacionarios en dirección básicamente paralela al eje del compresor.

Cada paso a través de los álabes o paletas rotatorias aumenta la velocidad del fluido y cada paso a través de las paletas del difusor estacionario convierte la altura de velocidad en altura de presión.

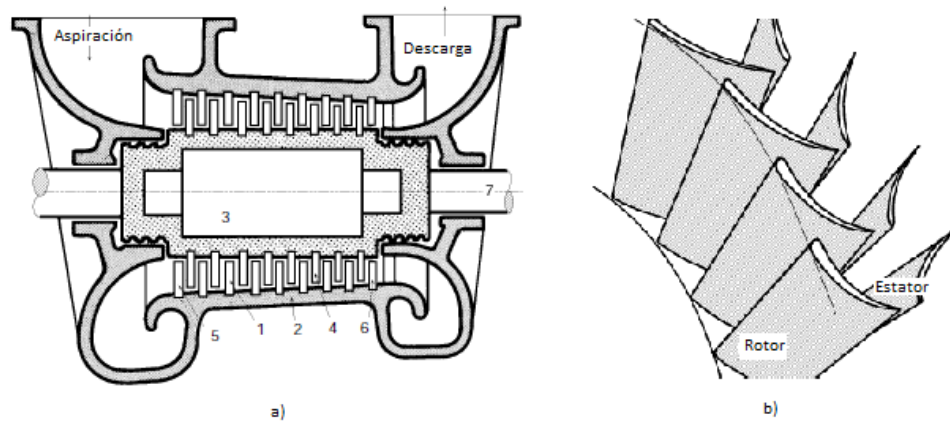


Figura 7. Compresor Axial. a) Corte Longitudinal de compresor axial. b) Isometría de rotor y estator de compresor axial. 1) Corona fija. 2) Estator. 3) Tambor. 4) Corona móvil. 5) Corona directriz de entrada. 6) Corona directriz final. 7) Eje.

Fuente: César, Tolmo (2013)

Compresores de flujo mixto o diagonales.

Son una combinación de los compresores axiales y centrífugos, los compresores diagonales no son muy corrientes y su teoría fundamental no difiere de la de los turbocompresores axiales. El turbocompresor diagonal puede suministrar un caudal 2/3 veces mayor que un turbocompresor del mismo diámetro con un rendimiento un 5% mayor.

Se utiliza para humos, gas de alto horno, plantas de sulfurización, industrias de productos farmacéuticos y alimenticios, túneles de aireación, etc.

Compresores Centrífugos.

Son máquinas dinámicas en las que el impulsor, que gira a gran velocidad y usualmente está encerrado en los costados, acelera el gas. El flujo principal es radial, mediante un difusor radial se obtiene una conversión mejor de velocidad a presión.

En los compresores centrífugos, el gas entra por el ojo o centro del rodete y las fuerzas rotativas mueven el fluido hacia la llanta de la rueda o célula. Los difusores convierten la energía de velocidad en presión y unos conductos de retorno se utilizan para llevar el gas hasta la descarga del compresor o hasta el rodete de la célula siguiente.

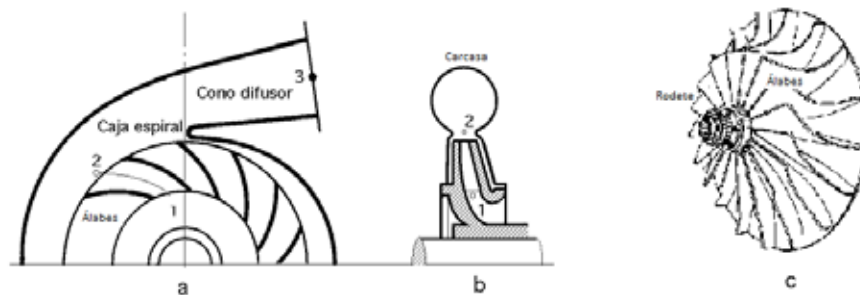


Figura 8. Compresor centrífugo. a) Corte transversal. b) Corte meridional. c) Isometría.

(1-2-3) Sentido del flujo.

Fuente: César, Tolmo (2013)

3.2.6 Compresores Centrífugos (Generalidades)

Los compresores centrífugos son de diseño y funcionamiento esencialmente distintos a los previamente mencionados. No son de tipo volumétrico, en el sentido de que no desplazan un volumen de gas por unidad de tiempo sensiblemente constante (independiente

de la presión de descarga), sino que su funcionamiento es análogo al de las bombas centrífugas.

Sus peculiaridades respecto a estas máquinas derivan del hecho de trabajar con fluidos compresibles.

En su diseño habitual, constan de uno o más rotores, a los cuales el fluido ingresa axialmente y egresa con un campo de velocidades con componente radial, normalmente con mínima o nula componente axial. Los rotores pueden estar en serie o en paralelo. No obstante, las relativamente altas presiones que suelen requerirse para el transporte de gas natural conducen a la conveniencia de usar máquinas de velocidad específica baja. Es frecuente, entonces, que para no usar rotores de diámetro excesivo o a velocidad de rotación inconveniente se utilicen compresores centrífugos multietapa.

De cada etapa el gas egresa con energía adicional en forma, fundamentalmente, de mayor velocidad absoluta y mayor cantidad de movimiento angular. Un difusor, que puede ser de álabes o de canales, transforma esta forma de energía en mayor presión, con la que entra a la siguiente etapa.

Por aumentar la presión, el gas se calienta. En compresores de varias etapas puede ser necesario extraer el gas luego de las primeras etapas, enfriarlo (con lo que pueden llegar a separarse fracciones condensables, en caso de hidrocarburos).

3.2.6.1 Descripción

Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un turbocompresor centrífugo, tal como se muestra en la figura 9 estas son:

- Un aumento de la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo la estática, desde (1) a (2) merced al elevado valor que alcanza C_2 . Este proceso tiene lugar en el rodete, Figura 9, que tiene como misión acelerar el gas, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90° convirtiéndolo en un flujo radial.

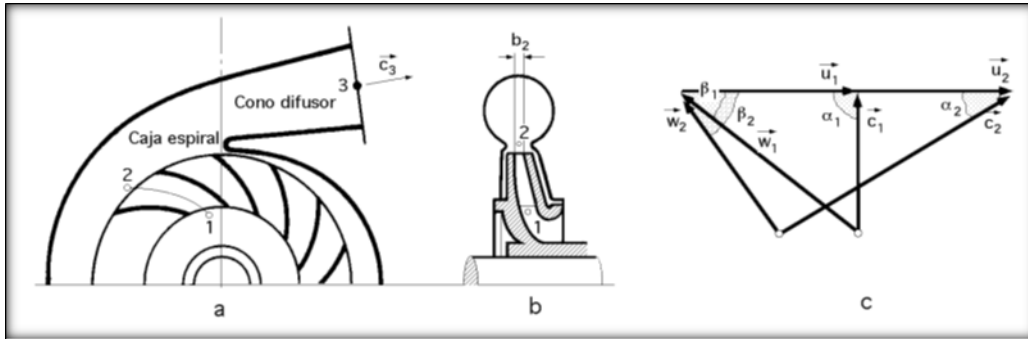


Figura 9. Secciones de un compresor centrífugo de álabes curvados hacia atrás
 a) Corte transversal; b) Corte meridional; c) Triángulos de velocidades

Fuente: Pedro, Fernández (2009)

En este sentido, los triángulos de velocidades del rodete en el derrame ideal se han representado en la figura 9, cuando el rodete de un turbocompresor centrífugo gira en presencia de un gas, la fuerza centrífuga le empuja desde la boca de entrada del rodete hasta el final del álabe.

Por otra parte, en la figura 10 tal como se muestra, se detalla los cambios de velocidad y presión estática que el gas experimenta a su paso por el turbocompresor centrífugo.

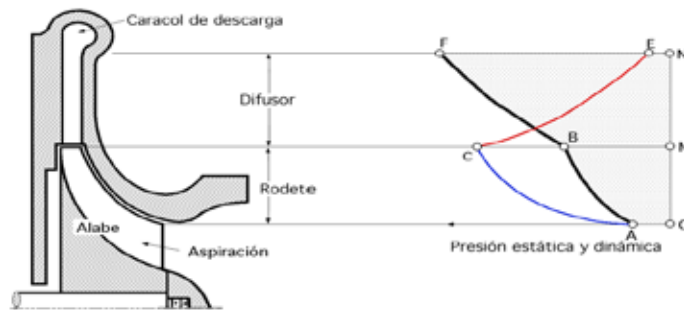


Figura 10. Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

Fuente: Pedro, Fernández (2009).

3.2.6.2 Partes del Compresor Centrifugo

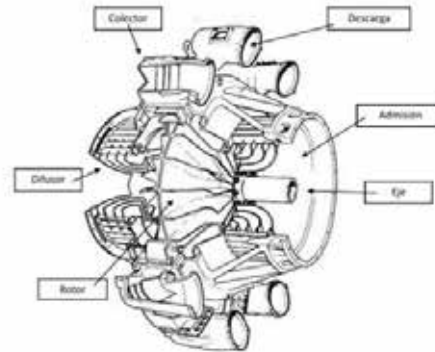


Figura 11. Partes del compresor centrífugo

Fuente: César, Tolmo (2013)

Entrada en el compresor

En el turbocompresor centrífugo, el gas entra en el compresor por el dispositivo de admisión, que debe garantizar una entrada uniforme del mismo en el rodete con un mínimo de pérdidas. Este dispositivo puede ser axial o acodado. El rotor del compresor centrífugo es una corona de álabes giratoria donde el fluido ingresa en dirección axial y lo abandona en dirección radial. Como se ha dicho antes el rotor es el encargado de acelerar el fluido y normalmente, su diseño permite también transformar alrededor de la mitad de la energía cinética del fluido en energía de presión

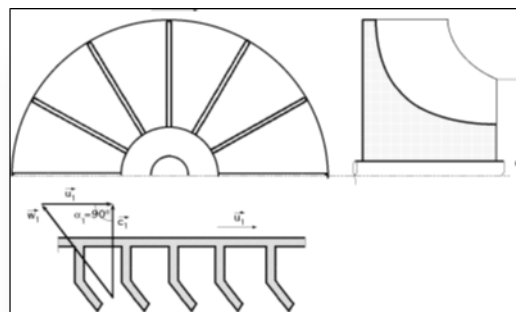


Figura 12. Rodete de entrada y salida radial

Fuente: César, Tolmo (2013)

El rodete.

Consta de un cierto número de álabes, que pueden ir dispuestos de varias formas:

- Se fijan al cubo del rodete, como en la Figura 13 que se muestra que representa un rodete abierto en la cual:
- Se fijan en un solo disco a un lado del mismo, que representa un rodete semiabierto de simple aspiración.
- Se fijan a uno y otro lado del disco, que representa un rodete semiabierto de doble aspiración (construcción a la que se recurre cuando el caudal volumétrico en la aspiración es superior a los 50 m³/seg).
- Se fijan entre la superficie anterior 1 y posterior 2, que corresponde a un rodete cerrado.

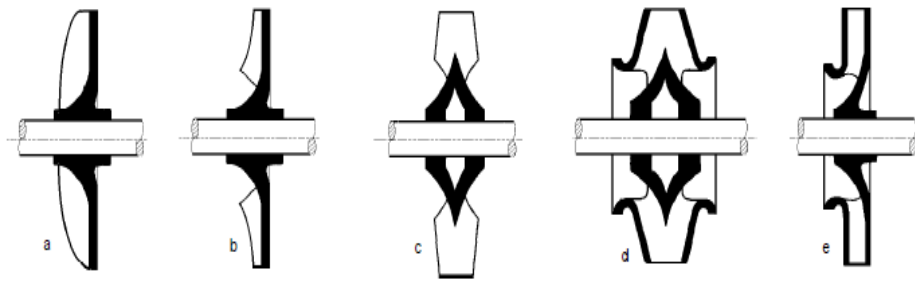


Figura 13. Tipos de rodetes centrífugos

a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado de doble aspiración; e) Cerrado de simple aspiración

Fuente: César, Tolmo (2013)

De acuerdo al rodete de tipo abierto, tal como se muestra en la figura con anterioridad, tiene mal rendimiento y poca resistencia; sólo permite velocidades periféricas muy pequeñas, por lo que cada vez es menos empleado.

Por otra parte, el rodete de tipo cerrado, tiene buen rendimiento, pero es de difícil construcción y sólo permite velocidades periféricas moderadas.

Sistema difuso

Este sistema consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es recuperar una parte de la energía cinética a la salida del rodete, o lo que es lo mismo, conseguir con el mejor rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el rodete, un incremento adicional de presión. El sistema difusor suele constar al menos de una caja espiral, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: corona directriz, cono difusor, o los dos simultáneamente.

La carcasa

Es la parte externa del compresor y esta se encarga de aislar el impulsor y el difusor del exterior, como se muestra en la figura 14.

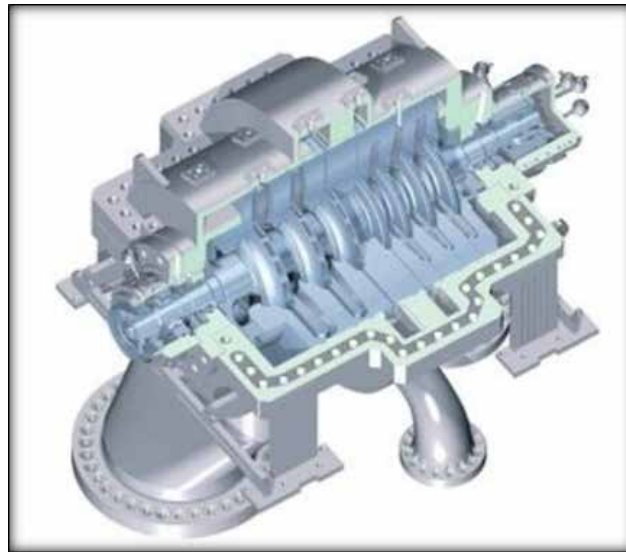


Figura 14. Compresor Centrífugo con carcasa horizontal.

Fuente: Gabriela, Guilarte (2015)

Los cojinetes

Son aquellos que cumplen la función de soportar las cargas que genera el proceso, además de proporcionar estabilidad en la parte rotativa en el compresor.



Figura 15. Cojinetes pertenecientes a un compresor centrífugo.

Fuente: Gabriela, Guilarte (2015)

3.2.6.3 Ventajas y desventajas del compresor centrífugo.

Ventajas

- § En el rango de 1 a 100 m³/s (según cual sea la razón de compresión) es el más conveniente desde el punto de vista económico, pues basta una sola unidad.
- § Se le pueden conseguir variaciones relativamente grandes de la capacidad sin que varíe mucho la presión de descarga.
- § Ocupan relativamente poco espacio.
- § Flujo continuo y sin pulsaciones.
- § Se pueden conectar directamente a un motor eléctrico o a una turbina movida por vapor.
- § Largos periodos de tiempo entre reparaciones u operaciones de mantenimiento.
- § No hay contaminación del gas por aceite lubricante.

Desventajas

- § La presión de descarga depende del peso molecular del gas: un cambio imprevisto de la composición puede modificar grandemente la presión de descarga (demasiado baja o demasiado alta).
- § Se necesitan velocidades de giro muy altas.
- § Aumentos relativamente pequeños de la pérdida de carga en la tubería de impulsión pueden provocar grandes reducciones de la capacidad.

§ Se necesita un sistema complicado para evitar las fugas y para la lubricación.

3.2.6.4 Rendimiento de un compresor

En la generación y utilización de aire comprimido, se producen pérdidas termodinámicas y mecánicas originadas por rozamientos no deseados entre los componentes, por dicha razón la potencia que adsorbe un elemento mecánico siempre es superior a la potencia entregada.

En este sentido, el cálculo del rendimiento o la eficiencia permite apreciar la desviación entre el comportamiento real y el comportamiento ideal del ciclo (Carnicer, 1997).

De esta manera tenemos el rendimiento volumétrico de un compresor, tal como lo muestra la siguiente ecuación:

$$n_v = \left(\frac{Q_{real}}{Q_{nominal}} \right) * 100 \quad (Ec.2)$$

Donde:

n_v = rendimiento volumétrico del compresor (%)

Q_{real} = caudal real del compresor (W)

$Q_{nominal}$ = caudal nominal o de diseño del compresor (W)

Por otra parte, podemos encontrar el rendimiento mecánico del compresor con la siguiente ecuación;

$$n_m = \left(\frac{P_{eje}}{P_{aplicada}} \right) * \quad (Ec.3)$$

Donde:

n_m = rendimiento mecánico del compresor (%)

P_{eje} = potencia indicada o al eje (W)

$P_{aplicada}$ = potencia aplicada o nominal (W)

3.2.6.5 Curvas características

En el comportamiento del funcionamiento de un compresor centrífugo puede ser representado mediante una curva, la cual se realiza teniendo en cuenta la máxima y mínima velocidad de giro permitido, oleaje (surge) y el estrangulamiento del mismo (stall), también se puede realizar diversas curvas características en función de las distintas velocidades de giro, para las cuales el compresor es utilizable, dicho esto se muestra la figura 16 que hace alusión a lo mencionado con anterioridad.

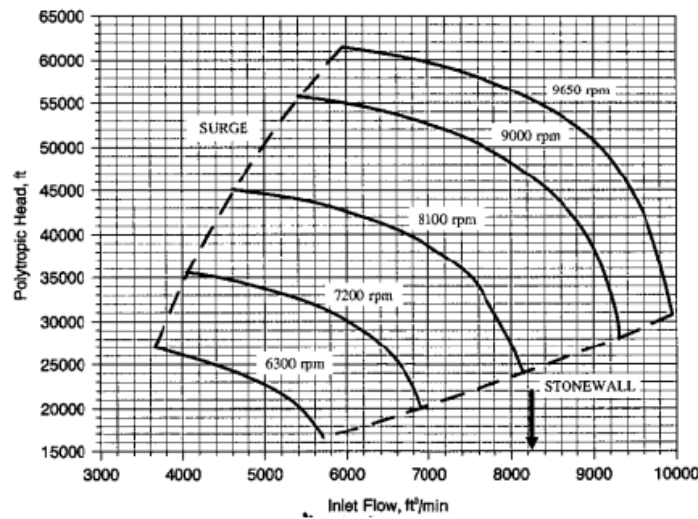


Figura 16. Curva característica de un compresor centrífugo
Fuente: Gas Conditioning & processing Vol2. Cambell

3.2.7 Relación de compresión máxima en una etapa de un TC

Si se acepta que $\alpha_1 = 90^\circ$, se demuestra que la relación de compresión máxima teóricamente alcanzable en una etapa es:

$$\Sigma_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} = \left(\frac{y-1}{y} \frac{U_2 C_{2u}}{R T_1} + 1 \right)^{\frac{y}{y-1}} \quad (\text{Ec.4})$$

Si se desprecia w_2 frente a U_2 se cumple que $C_2 = U_2 = R_2 W$, y por lo tanto $U_2 = C_{2u}$ $\beta_2 = 90^\circ$, por lo que la relación anterior quedaría en la forma:

$$\xi_c = \frac{P_3}{P_1} = \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{U_2^2}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Ec.5})$$

ξ_c = relación de compresión

P_3 = presión absoluta de escape

P_1 = presión absoluta en la aspiración

γ = constante isentrópica

R = constante de los gases

T_1 = temperatura en la entrada

U_2 = velocidad de los alabes en salida

C_2 = velocidad del flujo

En este mismo orden de ideas, de acuerdo a lo mencionado con anterioridad, se deduce que en un compresor dado que gira a velocidad constante y desplaza un gas determinado, cuanto mayor sea la temperatura de entrada del gas menor será la relación de compresión generada. Como la relación de compresión conseguida no depende de P_1 sino de T_1 , implica que, si un determinado compresor girando a una velocidad fija comprime un gas desde 1 bar a 3 bar, lo comprimirá también por ejemplo desde 0,2 bar hasta 0,6 bar, siempre que en ambos casos la temperatura T_1 a la entrada sea la misma.

3.2.7.1 Capacidad de los turbocompresores centrífugos

Para alcanzar la presión P_3 deseada se necesitan altas velocidades de rodete, lo que implica que los compresores centrífugos sean máquinas potencialmente capaces de desplazar grandes caudales volumétricos; el volumen desplazado (medido en las condiciones de entrada) es función de la velocidad de giro y del tamaño de los pasajes, entre álabe y álabe, del rodete.

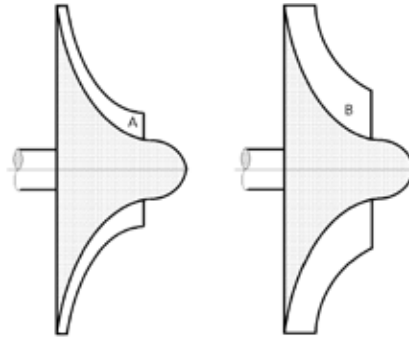


Figura 17. Rodetes que desplazan volúmenes diferentes y generan igual p_3

Fuente: Pedro, Fernández (2009)

3.2.7.2 Relación de compresión máxima en un TC de varios escalonamientos

Si se colocan unos cuantos rodetes en serie, como los representados en la Figura 18, la relación de compresión total del turbocompresor es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento; si la relación de compresión es la misma para todos los escalonamientos, resulta igual a la enésima potencia de dicha relación de compresión, siendo Z el número de escalonamientos. Con álabes fijos, que a expensas de la energía cinética del gas incrementa la presión del mismo; rodeando el diafragma D de separación de los dos escalonamientos se encuentran el conducto inversor sin álabes I , de donde pasa el gas a la corona directriz de flujo centrípeto C , que constituye el elemento característico de los turbocompresores de varios escalonamientos.

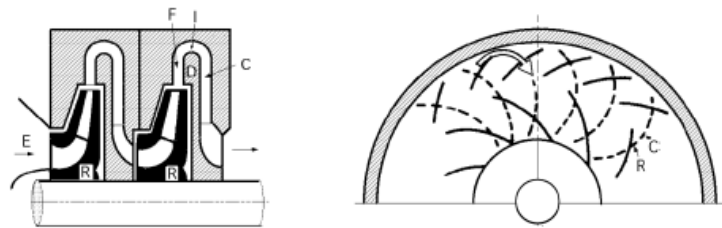


Figura 18. Turbocompresor radial de varios escalonamientos: a) Corte meridional; b) Corte transversal

Fuente: Pedro, Fernández (2009)

3.2.7.3 Relaciones de compresión

La relación de compresión Σ_c que se obtiene en un escalonamiento que consta de rodete y difusor, es:

$$\Sigma_c = \frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \frac{P_3}{P_2} \quad (\text{Ec.6})$$

P_1 = presión en la entrada del rodete.

P_2 = presión en la salida del rodete y la entrada del difusor.

P_3 = presión en la salida del difusor.

En la que el subíndice 1 indica la entrada en el rodete, el 2 la salida del rodete y la entrada en el difusor, y el 3 la salida del difusor.

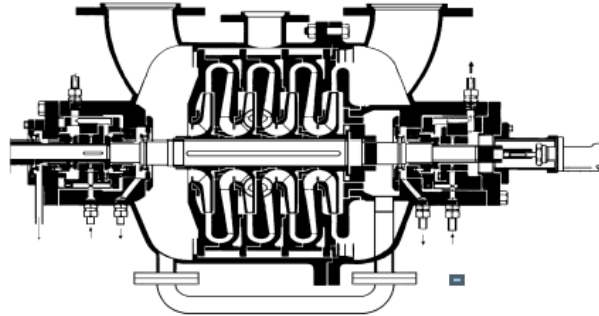


Figura 19. Turbocompresor centrífugo de escalonamientos múltiples

Fuente: César, Tolmo (2013)

3.2.7.4 Compresión isentrópica en el rodete

Aplicando la ecuación energética de un fluido en régimen estacionario según el Primer Principio de la Termodinámica entre los puntos 1 y 2, compresor adiabático, no refrigerado, y disipación de calor al exterior nulo, $Q_{1-2} = 0$.

Además, en la compresión isentrópica se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{Ec.7})$$

T_1 = temperatura de entrada

T_2 = temperatura de salida

P_1 = presión de entrada

P_2 = presión de salida

γ = índice isentrópico

3.2.7.5 Compresión adiabática real en el rodete

En el rotor real adiabático $Q_{1-2} = 0$, la compresión sigue una ley aproximadamente politrópica de índice n de la forma:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{Ec.8})$$

T_1 = temperatura de entrada

T_2 = temperatura de salida

P_1 = presión de entrada

P_2 = presión de salida

n = índice politrópico

Siendo T_2 la temperatura final real de la compresión, es importante destacar que para el aire, el valor de n suele oscilar, en los compresores adiabáticos, entre 1,45 y 1,7.

3.2.8 Tipos de refrigeración

Los compresores de varios escalonamientos suelen ir refrigerados externa o internamente.

Refrigeración interior.

Mediante la refrigeración interna se provee al estator del compresor de un cierto número de camisas por donde circula el agua de refrigeración; este sistema es más eficiente, en teoría, que la refrigeración exterior.

Es importante señalar que cada escalonamiento puede ir provisto de dos camisas, tal como lo muestra la figura 20, el agua de refrigeración entra por abajo, se desvía a la mitad por los tubos exteriores para no atravesar la junta horizontal del compresor, y sale caliente

por la parte superior. Esta refrigeración se complementa mediante la circulación del agua por el interior de los diafragmas que separan los escalonamientos entre sí.

- Al comienzo de la compresión la curva es una politrópica con $n <$

El diagrama (T-s) correspondiente a la compresión real con refrigeración exterior se indica en la figura 22, en la que se ha representado una compresión dividida en tres grupos de escalonamientos, con refrigeración exterior después de cada grupo, excepto el último. La curva del proceso de compresión en cada grupo es una politrópica, $n < \infty$ correspondiente a una compresión adiabática real. El proceso ideal en cada refrigeración es isobárico, pero en el proceso real representado hay una pérdida de presión, siendo la presión $P_{E''}$ a la entrada del segundo grupo menor que la presión $P_{F'}$ a la salida del primero. Esta refrigeración es tanto más eficiente cuanto mayor es el número de refrigeradores.

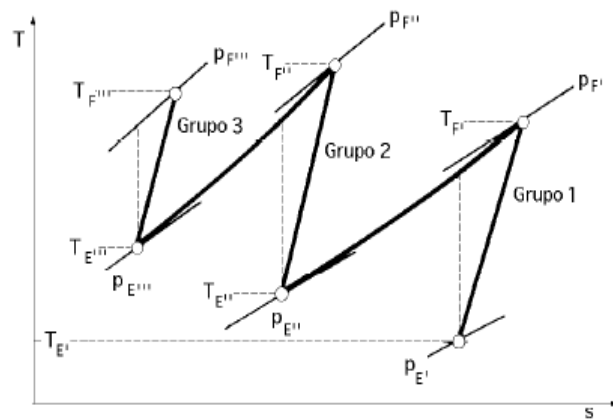


Figura 22. Refrigeración exterior después del primero y segundo grupo de un turbocompresor dividido en tres grupos de escalonamientos.

Fuente: César, Tolmo (2013)

En este sentido, al compresor refrigerado después de cada escalonamiento se le conoce comercialmente con el nombre de compresor isotérmico, frecuentemente utilizado para grandes potencias. Su rendimiento es muy elevado, pero su construcción es difícil y cara. También se puede emplear una refrigeración mixta, compuesta de la refrigeración interna y externa.

Refrigeración exterior escalonada.

La refrigeración exterior se puede estudiar tal como se muestra en la figura 23, en la que se compara el trabajo ideal de un turbocompresor adiabático con el trabajo ideal del mismo compresor con tres etapas de compresión y refrigeración intermedia.

Supondremos que dentro de cada etapa la compresión es adiabática, y despreciaremos las pérdidas de presión en los refrigeradores intermedios.

La representación de los procesos adiabáticos isentrópicos en cada escalonamiento con y sin refrigeración exterior y los puntos finales de la expansión real después de cada escalonamiento con y sin refrigeración externa, se ha hecho en el diagrama (p-v), tal como lo señala la figura 23 (a), en el diagrama (T-s) figura 23(b), y el esquema de la instalación en la figura 23(c).

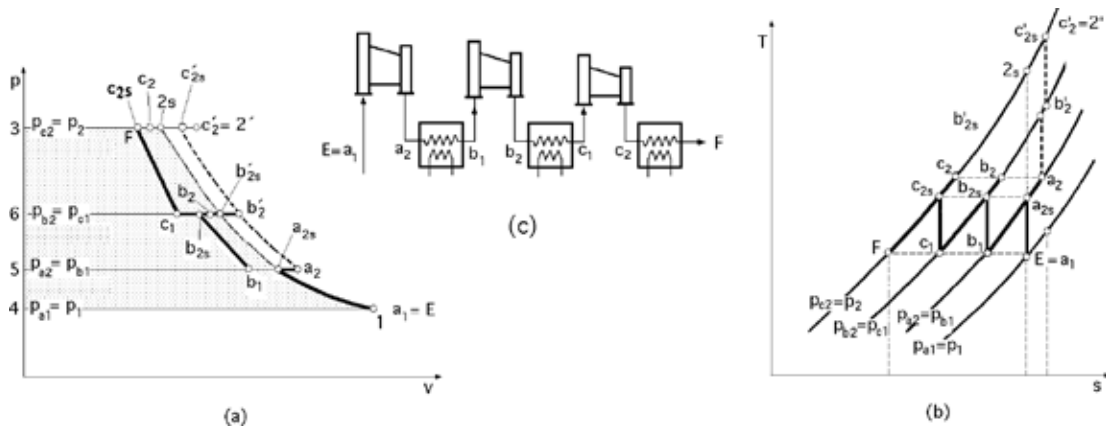


Figura 23. Refrigeración exterior: a) En el plano (p-v); b) En el plano (T-s); c) Esquema de la instalación

Fuente: César, Tolmo (2013)

De acuerdo a lo mencionado, en ellas 1 y 2 representan los estados del gas a la entrada y salida de cada grupo y *a*, *b*, *c* representan los estados correspondientes a cada uno de los tres grupos de la Figura 23(c); el final de la compresión sin refrigeración se designa con (').

Así, por ejemplo, el punto b2 representa el estado final real del gas a la salida del segundo grupo, en el caso en que el gas no pase por refrigerador alguno.

3.2.9 Tipos de Rendimiento

-Rendimiento adiabático.

El rendimiento adiabático de un escalonamiento de turbocompresor o de la unidad completa es de la forma:

$$\eta_{\text{adiab. escalon}} = \frac{\epsilon_{\text{comp}}^{(\gamma-1)/\gamma-1}}{\epsilon_{\text{comp}}^{(n-1)/n-1}} \quad (\text{Ec.9})$$

ϵ_{comp} = relación de compresión

= índice isentrópico

n = índice politrópico

-Rendimiento isotérmico.

El rendimiento isotérmico sirve para valorar la eficiencia de los diferentes tipos de refrigeración, y se define en la forma:

$$\eta_{\text{isotermico}} = \frac{\text{trabajo ideal de la compresion isotermica}}{\text{trabajo real absorbido por el compresor refrigerado}} \quad (\text{Ec.10})$$

3.2.10 Problemas de operación

El principal problema que se ha encontrado en la operación de compresores centrífugos radica en la inestabilidad en masa, fenómeno llamado en inglés “surge” y en francés “pompaje”. Se produce sólo si la curva característica presión vs. Caudal tiene un tramo ascendente, lo cual suele ocurrir para los caudales menores, y si la instalación contra la cual impulsa tiene una curva característica que corta la del compresor en ese tramo.

En esas condiciones, se puede demostrar que el funcionamiento es inestable en el siguiente sentido: si se estuviera en un tal punto de funcionamiento y se produjera una

mínima perturbación del caudal, el sistema responde no volviendo al caudal anterior sino amplificando la perturbación; y así sucesivamente. Por ejemplo, si el caudal aumenta ligeramente, el compresor pasa a entregar mayor carga aún, con lo que más aumenta el caudal, hasta que se llega al máximo de la curva de presiones.

Al aumentar más el caudal, el compresor es incapaz de dar mayor presión, por lo que el caudal retrocede (retorno de masa gaseosa), circulando en sentido inverso por la máquina o, si hubiera válvula de retención, golpeándola severamente. Este ciclo puede repetirse con una frecuencia que depende de las características del sistema y del compresor.

Este fenómeno de inestabilidad puede producir serias averías, tanto en el compresor como en las cañerías, por lo cual se debe evitar. Al efecto, los fabricantes informan el caudal mínimo al cual puede operar su compresor (“línea de surge”), el cual suele coincidir con el máximo de la curva caudal presión. De no poderse evitar los caudales bajos, puede habilitarse una línea de recirculación entre la descarga y la entrada de forma que, aunque los caudales por la línea sean reducidos, no lo sean los caudales que mueve el compresor. El extremo superior del intervalo de caudales de operación está dado por el caudal al cual el aumento de presión es nulo; para caudales mayores el compresor opera como una pérdida de carga en serie en la cañería, por lo que sería aconsejable no estuviera, o que fuera saltado mediante un by-pass. A esos caudales, la energía perdida internamente (la que explica que H sea menor que H_t) es mayor que la energía entregada por el compresor.

Por otra parte, no es habitual llegar a tal condición, pues la potencia consumida por un compresor es creciente con el caudal. Al crecer el caudal, suele actuar alguna protección del motor que impulsa al compresor, advirtiendo que el punto de operación se ha alejado de los correspondientes a buenos rendimientos.

3.3 Plan de Mantenimiento

Compresores Centrífugos- Serie Centac Oil Free:

El compresor centrífugo oil free líder del mercado (Class Zero ISO 8373.1).

- Ø Simplicidad de funcionamiento y diseño con la más alta tecnología de fabricación, para alcanzar las máximas exigencias de calidad de aire.
- Ø La confiabilidad y versatilidad del Centac se ve reflejada en la alta aceptación y fidelidad del mercado a través de décadas.
- Ø La ingeniería y diseño de sus componentes incrementan la eficiencia y la vida útil del compresor.
- Ø Posee un sistema de controlador electrónico denominado Intellisys CMC que es el más moderno que se ofrece en la industria, para lograr mejor performance y monitoreo.
- Ø Se ofrece con una gran diversidad de opcionales, para que los usuarios tengan la posibilidad de configurar el equipo según sus necesidades de aplicación.
- Ø Suministran mayores caudales a los compresores a pistón PetStar. Los modelos C1050 y C750 entregan caudales de 3300 m^3 a 6800 m^3 con presiones entre 30 y 42 bar.

3.4 Consideraciones de consumo en la red de tuberías.

Para evaluar el impacto que puede tener el consumo de aire comprimido de planta, el cual puede afectar en el funcionamiento de los compresores, es necesario saber la cantidad exacta de caudal por herramienta, con el fin de obtener el caudal total que se requiere para satisfacer las necesidades de planta. También se recreará la red de tuberías de aire comprimido, con el fin de estudiar el comportamiento y el efecto actual de los compresores en dicha red. A continuación, se mostrarán los factores (F_u , F_g) a tomar en cuenta durante esta investigación.

- **Factor de uso. (F_u)**

El tiempo en que la máquina está comprimiendo aire, es decir la duración de la conexión, se denomina Factor de uso, que es propio de cada tipo de máquina y que está determinado por la forma en que se trabaja.

Estos coeficientes, se han determinado mediante cronometraje del tiempo de accionamiento de la maquinaria. Para su obtención se utilizará la ecuación 11. (Creus, 200,7)

$$F_u = \frac{F_a * T_a}{3600} * 100 \quad (\text{Ec.11})$$

Donde:

F_a : Factor de accionamiento. (Activaciones/h)

T_a : Tiempo de activación. (s)

· **Factor de simultaneidad. (F_s)**

En los sistemas de tuberías de aire comprimido se debe tener en cuenta, que todas las herramientas no funcionan simultáneamente por lo que la sumatoria de los caudales individuales requeridos por cada elemento debe ser llevada hasta un valor más cercano a la realidad que tomen en cuenta el desfase.

El factor global de simultaneidad puede considerarse dependiendo del tipo de empresa o de la cantidad de herramientas neumáticas. Así pues, conociendo el número de dispositivos neumáticos a alimentar y los factores de uso y de simultaneidad es posible dimensionar la red de aire comprimido con todos sus componentes. (Creus, 2007)

En la tabla 1, se observan algunos factores de simultaneidad según el número de dispositivos presentes.

Factor de fuga. (F_r)

En toda red de distribución de aire comprimido pueden presentarse ciertas fugas producidas por el desgaste, en sistemas bien diseñados y con un buen mantenimiento el porcentaje de fuga no sobrepasa el 5 %.

N° de dispositivos neumáticos de consumo	Factor de simultaneidad	N° de dispositivos neumáticos de consumo	Factor de simultaneidad
1	1	9	0,73
2	0,94	10	0,71
3	0,89	11	0,69
4	0,86	12	0,68
5	0,83	13	0,67
6	0,8	14	0,66
7	0,77	15	0,65
8	0,75	100	0,2

Figura 24. Factores de simultaneidad según el número de dispositivos.

Fuente: Creus, 2007.

Sin embargo, en la realidad se puede observar en la industria altos porcentajes de fuga que se encuentran entre un 15% y un 20%.

Por otra parte, viendo la imposibilidad de eliminar por completo las fugas del sistema se debe considerar un porcentaje aceptable de las mismas según el tipo de empresa. (Creus, 2007).

3.5 Definición de términos básicos

Válvula: Es un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Accesorios: Son los elementos que permiten la interconexión de segmentos de ductos, sirven para transportar toda clase de fluidos desde gases, líquidos e incluso mezclas. Formando las líneas estructurales de una planta de proceso.

Tuberías: Es un conducto que cumple la función de transportar agua u otros fluidos. Se suele elaborar con materiales muy diversos.

Casa de fuerza: Es la ubicación donde se encuentra el galpón de compresores.

Presión de disparo: Es la presión crítica máxima a la cual el compresor puede llegar.

Temperatura de disparo: es la temperatura máxima a la cual el compresor se apaga.

Neumática: Es la tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos.

Flujo: Es la cantidad de aire comprimido, medido como volumen suministrado por el compresor por unidad de tiempo.

Condensado: En el aire comprimido, se denomina condensado al agua que aparece en la red de aire.

Proceso politrópico: Se denomina proceso politrópico al proceso termodinámico, generalmente ocurrido en gases, en el que existe, tanto una transferencia de energía al interior del sistema que contiene el o los gases como una transferencia de energía con el medio exterior.

Proceso isentrópico: Es aquel en el que la entropía del sistema permanece constante.

Proceso isotérmico: Es aquel proceso en la cual la temperatura permanece constante a lo largo del proceso.

CAPÍTULO IV

FASES METODOLOGICAS

Para Arias (1999), el marco metodológico es el “conjunto de pasos, técnicas y procedimientos que se emplean para formular y resolver problemas” (p.16). Este método se basa en la formulación de hipótesis las cuales pueden ser confirmadas o descartadas por medios de investigaciones relacionadas al problema.

4.1 Tipo de Investigación.

El tipo de investigación es un proyecto factible, por dar una solución viable a cierta problemática, Tomando en cuenta la definición dada por UPEL. (1992:7), “El proyecto factible consiste en la elaboración de un modelo operativo viable, o una solución posible a un problema de tipo práctico para satisfacer las necesidades de una institución o grupo social”. En este sentido esta investigación es de trascendencia significativa ya que va orientada al estudio del funcionamiento del compresor centrífugo de cuatro etapas perteneciente a la empresa Ford Motor Venezuela.

4.2 Diseño de la Investigación.

Con la finalidad de alinear las ideas y esfuerzos realizados para la elaboración del proyecto de factibilidad, el proceso de investigación y diseño se llevó a cabo en cuatro fases, cuya conclusión dio como resultado la creación de un plan de mantenimiento de diseño que satisface los requerimientos establecidos por la empresa.

Es importante destacar que dichas fases, tienen como finalidad definir un procedimiento que permita llevar a cabo el desarrollo sistemático de la misma.

Para la cual, las fases son las siguientes:

Fase I. Determinar la situación actual del compresor de cuatro etapas en el establecimiento de compresores de la empresa.

En esta fase para el desarrollo de este proyecto, se podrá visualizar los problemas o debilidades que afectan el desarrollo del funcionamiento de el compresor, una vez visualizados dichos posibles problemas o debilidades, se prosigue a la recolección de datos que nos ayuden a en clarecer el objetivo de nuestra investigación. Por medio de la dicha recolección de datos se podrá realizar un análisis más profundo de la situación, así como también la entrevista directa al personal encargado de mantenimiento.

La recolección de datos y la visualización o monitoreo, son las técnicas más idóneas para obtener un análisis detallado del problema, ya que por medio de se podrá realizar los cálculos necesarios para obtener el comportamiento teórico del compresor y así mismo visualizar su comportamiento en el estado actual.

Fase II. Identificar los parámetros que debe tener el compresor para que este pueda realizar un buen funcionamiento.

En esta segunda fase se procese a realizar una investigación profunda en función al tipo de compresor utilizado en la caza de fuerza, desarrollando así los cálculos necesarios en base a recolección de datos mencionados en la fase anterior, teniendo en cuenta y evaluando las características actuales de operación, e implementando así la utilización de software necesarios y la utilización de planos del sistema de red de flujo.

Fase III. Diagnosticar los problemas que afectan las altas temperaturas en su funcionamiento.

En esta fase de acuerdo los cálculos obtenidos, en las fases anteriores se procedió a diagnosticar los problemas o debilidades que afectan el funcionamiento del compresor, así

como también, las causas que generan un incremento de temperatura excesiva en su funcionamiento.

Fase IV. Elaborar un procedimiento de mantenimiento, el cual asegure el buen estado de la máquina.

En la cuarta fase en función a los datos obtenidos de todas las fases anteriores, se aprovechará la información que fue recopilada para así generar en función a dichos datos, un plan de mantenimiento que permita asegurar el buen funcionamiento del compresor, y para que este satisfaga las necesidades que son requeridas para el sistema de generación de aire comprimido de la empresa Ford Motor de Venezuela S.A.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1. Determinar la situación actual del compresor de cuatro etapas en el establecimiento de compresores de la empresa.

El funcionamiento del compresor Centac – C30 se encuentra operando los 365 días del año, se obtuvo información acerca del mantenimiento del mismo gracias al personal técnico encargado del mantenimiento de la máquina, en el cual señalaron que el compresor posee un mantenimiento diario y anual o cada 8000 horas. El compresor Centac – C30 es de operación automática y dispone de un sistema de monitoreo electrónico en el que presenta alarma y apagado automático en diversas situaciones críticas de funcionamiento tales como:

- apagado por baja presión de aceite
- apagado por temperatura de aceite (alta o baja),
- apagado por alta temperatura de aire.
- apagado por alta vibración y alarma de surge.

En las diversas entrevistas que se realizaron a los técnicos encargados del departamento de Casa de fuerza, los cuales aportaron información importante para poder encontrar la respuesta a la situación sobre el funcionamiento irregular por la que el compresor Centac – C30 presentaba cada cierto tiempo, señalaron que la gran mayoría de los disparos del compresor eran debidos a las altas temperaturas internas en el sistema de aire.

También se obtuvo por medio del sistema de monitoreo electrónico del compresor Centac – C30, parte del historial de falla que había presentado entre lapsos de tiempos irregulares tal

Como lo muestra dicho sistema de monitoreo electrónico, este mismo se puede visualizar en la figura 25.



Figura 25. Parte del historial del sistema de monitoreo.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

También el personal técnico señaló que se presentaban fluctuaciones de presión en las tuberías de aire comprimido.

A continuación, se muestra en la tabla 1, la cantidad de disparo o apagado del compresor Centac – C30 debido a incrementos excesivos de temperatura en el sistema de flujo, durante algunos meses del 2018 en los cuales estuvo operando dicho compresor.

Tabla 1. Historial de fallas que se observaron en el compresor Centac – C30.

Disparo por aumento excesivo de temperatura en el sistema de flujo		Disparo por aumento excesivo de temperatura en el sistema de flujo	
Año (2018)	Cantidad	Año (2018)	Cantidad
Mayo	3	Agosto	2
Junio	2	Septiembre	2
Julio	1	Octubre	2

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

También se tomaron y recolectaron medidas en su estado de funcionamiento normal, durante un periodo de cuatro meses, cada semana como las temperaturas de entrada y salida de su sistema de enfriamiento de recirculación de agua, temperatura de aceite y presiones de trabajo. En el sistema de enfriamiento por circulación de agua está conformado por cuatro ductos, estos están dirigidos directamente hacia la carcasa del sistema de compresión, ya que dichos ductos se encuentran distribuidos dos a ambos lados de dicha carcasa los cuales representan la entrada y salida del agua de refrigeración.

En la tabla 2 y en la tabla 3 se muestran los valores promedios de temperatura recolectados para el sistema de refrigeración por agua por cada ducto del lado izquierdo y derecho respectivamente de la carcasa del compresor Centac – C30.

Tabla 2. Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado izquierdo) en el compresor Centac – C30.

Mes	Temperatura de entrada de agua del ducto 1($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada de agua del ducto 1(psi)	Temperatura de salida de agua del ducto 2($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de salida de agua del ducto 2(psi)
Julio	34	38	37	40
Agosto	36	38	39	40
Septiembre	36	39	38	41
Octubre	35	39	37	41

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 3. Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado derecho) en el compresor Centac – C30.

Mes	Temperatura de entrada de agua del ducto 3($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada de agua del ducto 3(psi)	Temperatura de salida de agua del ducto 4($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de salida de agua del ducto 4(psi)
Julio	34	38	38	41
Agosto	36	38	37	40
Septiembre	36	39	38	41
Octubre	35	39	37	40

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

En la figura 26 se muestra parte de los ductos y medidores de presión y temperatura del sistema de refrigeración por agua.



Figura 26. Medidores de temperatura del sistema de enfriamiento por agua de recirculación del compresor Centac– C30.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

En la tabla 4 se muestra los valores promedios tomados para el sistema de lubricación por aceite, así como también la temperatura del agua utilizada para la refrigeración de dicho aceite. El cual a su vez también funciona como sistema de refrigeración para el compresor Centac – C30, ya que dicho aceite es enfriado a través de un sistema de refrigeración por agua, este sistema está ubicado externamente en el compresor, por medio de un intercooler y luego enviado a la carcasa por medio de una pequeña bomba.

Tabla 4. Valores promedio de temperatura y presión del aceite lubricante en el compresor Centac – C30, en periodos de funcionamiento regular (estable).

Mes	Temperatura de entrada del aceite hacia la carcasa($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada del aceite(psi)	Temperatura de entrada de agua para la refrigeración del aceite($T^{\circ}\text{C}$)	Temperatura de salida de agua para la refrigeración del aceite($T^{\circ}\text{C}$)
Julio	43.33	56	28	34
Agosto	44	56	27	32
Septiembre	43.5	58	28	34
Octubre	43.88	58	28	34

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

A continuación, se muestra en la tabla 5 los valores promedio de las presiones de descarga, también en la tabla 6 se muestran los valores de las temperaturas promedio de descarga y por último la tabla 7 en la cual se refleja la vibración en milésimas por segundo del funcionamiento del compresor Centac – C30. Cada uno de estos valores promedios se

muestran por etapa, ya que estos mismos fueron tomadas mediante el sistema de monitoreo electrónico del compresor Centac – C30.

Tabla 5. Valores promedio de la presión de descarga del aire por etapa tomada en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac – C30.

Mes	Presión de descarga de la Etapa 1(psi)	Presión de descarga de la Etapa 2(psi)	Presión de descarga de la Etapa 3(psi)	Presión de descarga de la Etapa 4(psi)
Julio	10	27	57	85
Agosto	11	28	56	83
Septiembre	11	29	57	85
Octubre	12	28	58	87

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

Tabla 6. Valores promedio de la temperatura de descarga del aire por etapa, tomados en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac – C30.

Mes	temperatura de descarga de la Etapa 1($T^{\circ}F$)	temperatura de descarga de la Etapa 2($T^{\circ}F$)	temperatura de descarga de la Etapa 3($T^{\circ}F$)	temperatura de descarga de la Etapa 4($T^{\circ}F$)
Julio	99	99	100	100
Agosto	99	99	100	104
Septiembre	99	100	102	104
Octubre	100	100	102	104

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

Tabla 7. Valores promedio de la vibración por cada etapa, tomados en un funcionamiento regular (normal) en el compresor Centac – C30.

Mes	Vibración de la Etapa 1(Mils)	Vibración de la Etapa 2(Mils)	Vibración de la Etapa 3(Mils)	Vibración de la Etapa 4(Mils)
Julio	0.27	0.36	0.26	0.37
Agosto	0.27	0.32	0.25	0.35
Septiembre	0.25	0.30	0.27	0.35
Octubre	0.27	0.33	0.27	0.35

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

En la figura 27 se muestra los valores de presión, temperatura y vibración por etapa, y en la figura 28 se muestra la ventana principal del sistema de monitoreo electrónico de control, en los cuales tales valores están basados en un funcionamiento normal del compresor Centac – C30.



Figura 27. Valores sobre el funcionamiento que muestra el sistema de monitoreo del compresor Centac – C30.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.



Figura 28. Pantalla principal del sistema de monitoreo electrónico del compresor Centac – C30.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Se tomaron medidas de los valores de la presión de descarga, temperatura de descarga y vibración en la cual se puede visualizar en las tablas 8, 9 y 10 respectivamente, en los cuales son un promedio por etapa tomado en cada mes señalado a continuación en los periodos de funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.

Tabla 8. Valores promedio de la presión de descarga del aire por etapa, tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac – C30.

Mes	Presión de descarga de la Etapa 1(psi)	Presión de descarga de la Etapa 2(psi)	Presión de descarga de la Etapa 3(psi)	Presión de descarga de la Etapa 4(psi)
Julio	7	30	78	145
Agosto	7	30	79	146
Septiembre	8	29	80	145
Octubre	6	31	79	144

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 9. Valores promedio de temperatura de descarga del aire por etapa, tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac – C30.

Mes	temperatura de descarga de la Etapa 1($T^{\circ}\text{F}$)	temperatura de descarga de la Etapa 2($T^{\circ}\text{F}$)	temperatura de descarga de la Etapa 3($T^{\circ}\text{F}$)	temperatura de descarga de la Etapa 4($T^{\circ}\text{F}$)
Julio	131	133	132	134
Agosto	132	134	134	134
Septiembre	132	133	133	134
Octubre	133	132	133	134

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 10. Valores promedio de la vibración por etapa, tomados en periodos de funcionamiento irregular en el compresor Centac – C30.

Mes	Vibración de la Etapa 1(Mils)	Vibración de la Etapa 2(Mils)	Vibración de la Etapa 3(Mils)	Vibración de la Etapa 4(Mils)
Julio	0.9	1.3	1.3	1.3
Agosto	1.2	1.2	1.2	1.4
Septiembre	1.1	1.1	1.4	1.3
Octubre	1.2	1.2	1.3	1.4

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Como se puede observar en la tabla 9 que los valores de temperatura de descarga están por encima de los valores de operación permitidos, llegando casi a los límites del sistema de alerta por exceso de temperatura, ya que la temperatura máxima para que se active el sistema de alerta es de 136°F y la temperatura de disparo por apagado automático del compresor Centac – C30 es de 145°F . De forma similar sucede para los valores de vibración los cuales dichos valores son muy elevados en comparación con respecto a un

funcionamiento regular, ya que los valores máximos por disparo de exceso de vibración están comprendidos entre el rango de los 1.7 – 1.9 milésimas por segundo. Estos valores límites fueron obtenidos gracias al personal encargado del mantenimiento de la caza de fuerza.

También se tomaron medidas del sistema de refrigeración por agua, en los cuales se encontraron valores normales con respecto a la temperatura en las tuberías o ductos de entrada de agua a la carcasa; y en las tuberías o ductos de salida de agua de la carcasa se encontró que la temperatura se salida comprendía en el rango de 5-6 grados centígrados por encima de la temperatura de salida de operación normal, producto del recalentamiento excesivo interno que presenta el compresor en un funcionamiento irregular, tal como se muestra en la tabla 9.

Así mismo se puede encontrar en la tabla 11, y 12 los valores de las temperaturas del agua de entrada y salida para sistema de refrigeración por agua en el lado izquierdo y derecho respectivamente tomados en un funcionamiento irregular; así como también en la tabla 13 la temperatura del aceite de lubricación, en la que se observó un incremento en la temperatura del agua de salida y en la temperatura del aceite de lubricación a la entrada de la carcasa, debido a la temperatura interna excesiva del compresor Centac – C30.

Dicho incremento de temperatura en el aceite causa que este se acerque más al límite de temperatura máxima el cual está establecida a los 150°F, ya que el aceite al alcanzar esta temperatura ocasiona el disparo o el apagado automático del compresor por exceso de temperatura en dicho aceite.

Tabla 11. Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado izquierdo) tomados en un funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.

Mes	Temperatura de entrada de agua del ducto 1($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada de agua del ducto 1(psi)	Temperatura de salida de agua del ducto 2($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de salida de agua del ducto 2(psi)
Julio	35	40	42	45
Agosto	35	39	41	45
Septiembre	34	40	40	44
Octubre	34	39	40	45

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 12. Valores promedios del sistema de refrigeración por agua (lado derecho) tomados en un funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.

Mes	Temperatura de entrada de agua del ducto 3($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada de agua del ducto 3(psi)	Temperatura de salida de agua del ducto 4($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de salida de agua del ducto 4(psi)
Julio	35	39	41	44
Agosto	36	38	41	45
Septiembre	35	39	40	45
Octubre	36	39	42	44

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 13. Valores promedios del sistema de lubricación de aceite, tomados en un funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.

Mes	Temperatura de entrada del aceite hacia la carcasa($T^{\circ}\text{C}$)	Presión de entrada del aceite(<i>psi</i>)	Temperatura de entrada de agua para la refrigeración del aceite($T^{\circ}\text{C}$)	Temperatura de salida de agua para la refrigeración del aceite($T^{\circ}\text{C}$)
Julio	60	64	28	36
Agosto	61.11	62	29	37
Septiembre	60	64	28	36
Octubre	60	64	28	36

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Se tomó medidas de los valores en la presión de succión de aire del compresor en estado de funcionamiento regular y funcionamiento irregular durante un periodo de cuatro meses como son; julio, agosto, septiembre y octubre en los cuales se encontró en diversas ocasiones, valores poco bajos en el estado de funcionamiento regular, en la figura 29, se puede observar un valor de la presión de la succión muy por debajo de los valores idóneos.



Figura 29. Manómetro ubicado en la tubería de admisión

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Ya que los valores aceptables corresponden al rango entre los 8 – 10 psi y la presión máxima permitida en la succión es de 15psi. Los valores tomados en periodos o estados de funcionamiento irregular de cada mes estaban con un promedio aproximado de los cuatro psi, muy por debajo de la presión de succión de aire requerida para un óptimo funcionamiento.

5.2 Identificar los parámetros que debe tener el compresor para que este pueda realizar un buen funcionamiento.

Para poder evaluar posibles fallas del compresor debido al consumo requerido y deficiencias en el sistema de distribución de aire comprimido o fenómenos ocasionados tal

como es el “fenómeno de choke” que es aquel que se produce cuando se trabaja a caudal muy alto, por tal motivo se trabajara en función a la información actual de nuestro sistema, realizando los cálculos pertinentes. Es por ello que es de gran importancia evaluar sistemas que estén relacionados con el funcionamiento del mismo, en el cual se estudiara la distribución del sistema de aire comprimido.

5.2.1 Calculo de las temperaturas isentròpicas por etapa (en función a los datos obtenidos en un funcionamiento regular del compresor).

Este cálculo isentròpico se realizará en función a los valores promedio obtenidos durante la recolección de datos en función del comportamiento regular del compresor de cuatro etapas.

Para el cálculo de la temperatura isentròpica de descarga para la etapa 1, se utilizó la ecuación 7, donde el número ubicado en el sub índice de cada término, indica la etapa a la cual se está haciendo referencia. Debido a que se está evaluando el comportamiento del compresor en un funcionamiento isentròpico, la temperatura de succión en cada etapa será la misma denotada como T_1 , en la cual se tiene que $T_{1s} = T_{2s} = T_{3s} = T_{4s} = T_1$.

$$T_{1d.Isen} = T_{1s} \left(\frac{P_{1D}}{P_{1s}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (Ec.7)$$

En donde:

$T_{1s}(T_1)$ = temperatura de succión a la etapa 1.

P_{1s} = presión de succión a la etapa 1.

P_{1D} = presión de descarga a la etapa 1.

K = relación de los calores específicos (en función a la temperatura de entrada).

$T_{1d.Isen}$ = Temperatura isentròpica en la descarga de la etapa 1.

Para el cálculo de K se utilizará como valor 1.400 ya que este es el correspondiente para el aire a las condiciones de la temperatura de entrada establecida, y el cual se utilizará para las condiciones de entrada de cada etapa por ser el caso de estudio un proceso isentròpico.

Calculo de k:

Para el cálculo de k se utilizaron las tablas de las propiedades termodinámicas del aire, en la cual para la temperatura de entrada de 300,15 k (27⁰C), en donde se tiene que:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = 1,400 \quad (\text{Ec.12})$$

Etapa 1

En donde:

$$T_{1s} = 27^0\text{C} = 300,15 \text{ °K}$$

$$P_{1s} = 8 \text{ Psi} = 55,12 \text{ KPa}$$

$$P_{1D} = 11 \text{ Psi} = 75,79 \text{ KPa}$$

$$T_{1d.Isen} = T_{1s} \left(\frac{P_{1D}}{P_{1s}} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

Sustituyendo en la ecuación 7:

$$T_{1d.Isen} = 300,15 \text{ °K} \left(\frac{11}{8} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{1d.Isen} = 328,73 \text{ °K} = 55,58 \text{ °C}$$

Se puede observar que el camino isentròpico escogido no es el adecuado, debido a que la temperatura de descarga isentròpica es superior a la temperatura de descarga real del compresor Centac- C30 y no refleja el comportamiento de dicho compresor.

5.2.2 Calculo de las alturas y eficiencias isotérmicas por cada etapa del compresor Centac – C30.

Para evaluar el comportamiento del compresor, nos queda por descartar el camino isotérmico, ya como se vio en el apartado anterior (5.2.1) el camino isentrópico no reflejaba el verdadero comportamiento en el compresor. Para el estudio en un funcionamiento isotérmico, se calculará el trabajo por unidad de masa o conocido como la altura de un compresor, con el objetivo de obtener las eficiencias isotérmicas por cada etapa. Teniendo en cuenta que la eficiencia por etapa no es un valor igual a la eficiencia total del compresor, este valor está un poco por encima de la eficiencia total, sin embargo, nos da un valor muy cercano a la eficiencia total del compresor, lo cual nos dará una idea de su rendimiento en un funcionamiento irregular, ya que el personal técnico y los ingenieros encargados de casa de fuerza, establecen que el rendimiento total del compresor es de 77.2 % según datos del fabricante.

Para el estudio isotérmico se empleará la ecuación 10:

$$\eta_{isotermica} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{H_{ideal}}{H_{real}} \quad (Ec.13)$$

$\eta_{isotermica}$ = eficiencia isotérmica.

H_{ideal} = altura isotermica ideal del compresor.(m)

H_{real} = altura isotermica real del compresor. (m).

Calculo de la altura isotermica ideal para la primera etapa:

$$H_{isotermico\ ideal} = \left[\frac{R}{M} * T_1 * \ln \left(\frac{P_{2,1}}{P_{1,1}} \right) \right] \frac{1}{F_0} \quad (Ec.14)$$

En donde:

$R = 8.314,34 \frac{J}{K \cdot K_{mol}}$ constante universal de los gases.

$M = 29 \frac{g}{mol}$ masa molar del aire.

$T_1 = 300,15 \text{ } ^\circ K = 27 \text{ } ^\circ C$ temperatura media de succión en la etapa (ctte).

$P_{1,1} = 8 \text{ psi} = 55,12 \text{ KPa}$ presión de succión de la etapa 1.

$P_{2,1} = 11 \text{ psi} = 75,79 \text{ KPa}$ presión de descarga de la etapa 1.

$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ aceleración de la gravedad.

Sustituyendo los valores:

$$H_{\text{isotermico ideal}} = \left[\frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 300,15 \text{ }^\circ\text{K} * \log\left(\frac{11 \text{ psi}}{8 \text{ psi}}\right) \right] \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico ideal}} = 1.213,19 \text{ m}$$

De manera similar se procede a realizar el calculo de la altura isotermica real para la primera etapa. En los cuales se conoce los siguientes valores:

$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}$ constante universal de los gases

$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$ masa molar del aire

$T = 329,26 \text{ }^\circ\text{K} = 56,11 \text{ }^\circ\text{C}$ temperatura promedio de entre las etapas (ctte).

$P_{1,1} = 4 \text{ psi} = 27,56 \text{ KPa}$ presión de succión de la etapa 1.

$P_{2,1} = 7 \text{ psi} = 48,23 \text{ KPa}$ presión de descarga de la etapa 1.

$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ aceleración de la gravedad.

Sustituyendo los valores en la ecuación 14:

$$H_{\text{isotermico real}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 329,26 \text{ }^\circ\text{K} * \log\left(\frac{7 \text{ psi}}{4 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico real}} = 2.338,69 \text{ m}$$

Calculo de la eficiencia para la etapa 1, sustituyendo en Ec.13 se tiene:

$$\eta_{\text{isotermica}} = \frac{H_{\text{ideal}}}{H_{\text{real}}}$$

$$\eta_{\text{isotermico etapa 1}} = \frac{1.213,19}{2.338,69} = 51,87 \%$$

$$\eta_{\text{isotermico etapa 1}} = 51,87 \%$$

A continuación, se realizará el cálculo de la eficiencia isotérmica para cada etapa de igual forma que en la etapa 1. Para los cálculos siguientes se considerará despreciable la presión de succión en cada etapa, debido a que en diversas entrevistas con el personal de planta informaron que la pérdida de presión en la succión de cada etapa es mínima (despreciable) en este tipo de compresores y se tomara como la presión de succión en la etapa 2, la presión de descarga de la etapa 1, de igual forma se realizara para las etapas posteriores.

Cálculo para la altura ideal isoterma de la etapa 2:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 300,15 \text{ °K} = 27 \text{ °C}$$

$$P_{1,2} = 11 \text{ psi} = 75,79 \text{ KPa presión de succión de la etapa 2.}$$

$$P_{2,2} = 28 \text{ psi} = 192,92 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 2.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo se tiene:

$$H_{\text{isotermico ideal}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 300,15 \text{ °K} * \log\left(\frac{28 \text{ psi}}{11 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico ideal}} = 3.559,37 \text{ m}$$

Cálculo para la altura real isoterma de la etapa 2:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{°K} \cdot \text{K}_{\text{mol}}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T = 329,26 \text{ °K} = 56,11 \text{ °C.}$$

$$P_{1,2} = 7 \text{ psi} = 48,23 \text{ KPa presión de succión de la etapa 2.}$$

$$P_{2,2} = 30 \text{ psi} = 206,7 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 2.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo valores:

$$H_{\text{isotermico real}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{°K} \cdot \text{K}_{\text{mol}}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 329,26 \text{ °K} * \log\left(\frac{30 \text{ psi}}{7 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico real}} = 6.081,80 \text{ m}$$

Calculo de la eficiencia para la etapa 2.

$$\eta_{\text{isotermico etapa 2}} = \frac{3.559,37}{6.081,80} = 58,52 \%$$

Cálculo para la altura ideal isoterma de la etapa 3:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{°K} \cdot \text{K}_{\text{mol}}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 300,15 \text{ °K} = 27 \text{ °C}$$

$$P_{1,3} = 28 \text{ psi} = 192,92 \text{ KPa presión de succión de la etapa 3.}$$

$$P_{2,3} = 57 \text{ psi} = 392,73 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 3.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo los valores:

$$H_{\text{isotermico ideal}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{°K} \cdot \text{K}_{\text{mol}}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 300,15 \text{ °K} * \log\left(\frac{57 \text{ psi}}{28 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico ideal}} = 2.430,87 \text{ m}$$

Cálculo para la altura real isoterma de la etapa 3:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T = 329,26 \text{ °K} = 56,11 \text{ °C.}$$

$$P_{1,3} = 30 \text{ psi} = 206,7 \text{ KPa presión de succión de la etapa 3.}$$

$$P_{2,3} = 79 \text{ psi} = 544,31 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 3.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo los valores:

$$H_{\text{isotermico real}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 329,26 \text{ °K} * \ln\left(\frac{79 \text{ psi}}{30 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico real}} = 4.046,42 \text{ m}$$

Calculo de la eficiencia para la etapa 3.

$$\eta_{\text{isotermico etapa 3}} = \frac{2.430,87}{4.046,42} = 60 \%$$

$$\eta_{\text{isotermico etapa 3}} = 60 \%$$

Cálculo para la altura ideal isoterma de la etapa 4:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 300,15 \text{ °K} = 27 \text{ °C}$$

$$P_{1,4} = 57 \text{ psi} = 392,73 \text{ KPa presión de succión de la etapa 4.}$$

$$P_{2,4} = 85 \text{ psi} = 585,65 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 4.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo los valores:

$$H_{\text{isotermico ideal}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 300,15 \text{ °K} * \log\left(\frac{85 \text{ psi}}{57 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico ideal}} = 1.519,19 \text{ m}$$

Cálculos para la altura real isoterma de la etapa 4:

Datos:

$$R = 8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}$$

$$M = 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

$$T = 329,26 \text{ °K} = 56,11 \text{ °C.}$$

$$P_{1,4} = 79 \text{ psi} = 544,31 \text{ KPa presión de succión de la etapa 4.}$$

$$P_{2,4} = 145 \text{ psi} = 999,05 \text{ KPa presión de descarga de la etapa 4.}$$

$$F_o = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Sustituyendo los valores:

$$H_{\text{isotermico real}} = \frac{8.314,34 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{K}\cdot\text{mol}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} * 329,26 \text{ °K} * \log\left(\frac{145 \text{ psi}}{79 \text{ psi}}\right) \frac{1}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{\text{isotermico real}} = 2.537,91 \text{ m}$$

Calculo de la eficiencia para la etapa 4.

$$\eta_{\text{isotermico etapa 4}} = \frac{1.519,19}{2.537,91} = 59,85 \%$$

$$\eta_{\text{isotermico etapa 4}} = 59,85 \%$$

A continuación, se muestra en la tabla 14, valores obtenidos anteriormente, muestran que la menor eficiencia se encuentra en la primera etapa con un valor del 51,87 % y un promedio entre las etapas de 57,56 %, lo que a su vez muestra una disminución en la eficiencia con respecto a su rendimiento total en condiciones estables de funcionamiento normal y dicho resultado nos dice que hay un problema en el funcionamiento de dicho compresor.

Tabla 14. Valores obtenidos del cálculo isotérmico por etapa, realizados en un funcionamiento irregular del compresor Centac – C30.

Rendimiento isotérmico etapa 1	Rendimiento isotérmico etapa 2	Rendimiento isotérmico etapa 3	Rendimiento isotérmico etapa 4
51,87	58,52 %	60 %	59,85 %

Fuente: Díaz, 2018.

También se realizó un cuadro comparativo con respecto a los funcionamientos regular e irregular del compresor, en función a la relación de compresión por etapa: la cual es el producto de la división entre la presión de descarga y la presión de succión en cada etapa. Estos valores de relación se muestran en la tabla 15, en donde se puede observar un incremento en la relación de compresión en un funcionamiento irregular, con mayores valores en dichos resultados.

Tabla 15. Valores comparativos entre los funcionamientos regular e irregular del compresor Centac – C30 en función a la relación de compresión por etapas.

	Relación de compresión etapa 1 $P_{d,1}/P_{s,1}$	Relación de compresión etapa 2 $P_{d,2}/P_{s,2}$	Relación de compresión etapa 3 $P_{d,3}/P_{s,3}$	Relación de compresión etapa 4 $P_{d,4}/P_{s,4}$
Funcionamiento regular	1,37	2,54	2,03	1,49
Funcionamiento irregular	1,75	4,28	2,73	1,83

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

5.2.3 Línea de suministro de aire comprimido de los compresores.

La línea de distribución de aire comprimido está conformada por tres compresores centrífugos, tales como son un Centac – C30 en el cual se hará énfasis y dos Centac – C26 los cuales están denominados como uno, dos y tres respectivamente, También la casa de fuerza cuenta con secador CWD – 8000. A continuación, en la tabla 16 se muestran las características de operación de cada compresor y el secador.

Tabla 16. Ficha técnica de los compresores y el secador.

Compresor N° 1	
Marca:	Ingersoll – Rand.
Modelo:	Centac – C30.
Capacidad:	6.422,22 $\frac{m^3}{h}$ (4000 scfm)
Presión máxima de descarga:	1.102,4 KPa (160 Psi).
Voltaje de operación:	480 V
Compresor N° 2 y N°3	
Marca:	Ingersoll – Rand.
Modelo:	Centac – C26.
Capacidad:	1.639,95 $\frac{m^3}{h}$ (3000 scfm)
Presión máxima de descarga:	895,7KPa (130 Psi).
Voltaje de operación:	480 V
Secador	
Marca:	Motivair.
Modelo:	CWD – 8000
Temperatura máxima de entrada:	62° C
Caída de presión:	0.44 Psi (0.03 Bar)
Presión máxima de operación:	1.398,67 KPa (203 Psi).
Voltaje de operación:	480 V.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

También se puede observar en las figuras N°30, N°31, N°32 y N°33 al compresor Centac – C30, compresor Centac –C26, compresor Centac – C26 y el secador respectivamente.



Figura 30. Compresor N^o 1 Ingersoll – Rand, modelo Centac – C30

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.



Figura 31. Compresor N^o 2 Ingersoll – Rand, modelo Centac – C26

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.



Figura 32. Compresor N^o 3 Ingersoll – Rand, modelo Centac – C26

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.



Figura 33. Secador Motivair, modelo CWD – 8000

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Es por ello, que para poder determinar cierto impacto teórico que pudiese afectar el funcionamiento del compresor (Centac – C30 (1)), es necesario calcular la capacidad teórica del suministro de aire comprimido que genera la caza de fuerza hacia la planta de producción de Ford Motor Venezuela, por lo tanto, se llevó a cabo la sumatoria de cada uno de los caudales que genera cada compresor (1, 2 y 3), utilizando la ecuación 15.

$$Q_{TOTAL PLANTA} = Q_{comp 1} + Q_{comp 2} + Q_{comp 3} \quad (Ec. 15)$$

$$Q_{TOTAL PLANTA} = 16.055,55 \text{ m}^3/\text{h}$$

5.2.4 Suministro actual real de aire comprimido que generan los compresores hacia la planta de producción.

Actualmente no existen caudalímetros, ni en los compresores ni en el sistema de tuberías de aire comprimido, por tal motivo se recurrió al trabajo de Morales. A (2015) en el que establecen la medición del caudal que llega a planta, por medio de una forma analítica utilizando la ecuación 16, en la que se utilizó para obtener una aproximación del caudal real que llega planta.

$$Q = 2.28 Fc * P_{activa} \quad (Ec.16)$$

Dónde:

- Fc = Constantes para compresores (compresores centrífugos es de 4,5)
- P_{activa} = Potencia eléctrica activa o adsorbida por el motor (KW).

La potencia eléctrica absorbida por el motor para equipos de compresión de aire, se obtiene a partir de la ecuación 17.

$$P_{activa} = \frac{IV\cos\theta}{1000} \quad (Ec.17)$$

A continuación, se realiza el cálculo para cada uno de los compresores, que opera en la caza de fuerza, comenzaremos con nuestro compresor de interés el Centac – C30 (Nro. 1), el cual posee las siguientes características:

- Voltaje de operación: 480 V.
-
- Corriente de operación: 500 A.

$$P_{\text{activa}} = \frac{(500 \text{ A})(480 \text{ V})0,9}{1000} = 216 \text{ KW}$$

$$P_{\text{activa}} = 216 \text{ KW}$$

Luego de realizar este cálculo, se obtiene el caudal de aire comprimido por medio de la ecuación 16.

$$Q = 2.28 *(4,5) * (216) = 2.216,16 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q = 2.216,16 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Se repite el mismo procedimiento, para el cálculo del caudal de los compresores 2 y 3(Centac – C26). Los cuales poseen las mismas características y especificaciones técnicas, tales como son:

- Voltaje de operación: 480 V.
- Factor de potenci
- Corriente de operación: 370 A.

$$P_{\text{activa}} = \frac{(370 \text{ A})(480 \text{ V})0,9}{1000} = 159,84 \text{ KW}$$

$$P_{\text{activa}} = 159,84 \text{ KW}$$

Entonces calculando el caudal tenemos:

$$Q = 2.28 * (4,5) * (159,84) = 1.639,95 \frac{m^3}{h}$$

$$Q = 1.639,95 \frac{m^3}{h}$$

Luego realizando la sumatoria de los caudales, obtenemos la capacidad real de suministro de aire comprimido, que se dirigido hacia la planta de producción.

$$Q_{SUMINISTRADO REAL PLANTA} = 5.496,06 \frac{m^3}{h}$$

En las tablas 17 y 18 que se muestran a continuación se muestra los valores de corriente de operación y factor de potencia promedio de cada mes, que fueron recolectados por el departamento de Caza de Fuerza, durante gran parte del año 2018 hasta el mes de octubre. En los cuales se realizó un promedio de las mismas para utilizarlas en la ecuación 17.

Tabla 17. Promedios de corrientes de operación por mes de cada compresor en el primer semestre durante el periodo 2018.

Compresores	Comp 1	Comp 2	Comp 3
Factor de potencia cos	0,9	0,9	0,9
Mes	Corriente de Operación (A)		
Enero	500	368	369
Febrero	498	370	370
Marzo	500	-	371
Abril	500	368	371
Mayo	498	-	372
Junio	500	374	368

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

Tabla 18. Promedios de corrientes de operación por mes de cada compresor durante el periodo 2018.

Compresores	Comp 1	Comp 2	Comp 3
Factor de potencia cos	0,9	0,9	0,9
Mes	Corriente de Operación (A)		
Julio	499	370	-
Agosto	500	371	369
Septiembre	506	369	370
Octubre	499	374	370

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018

A continuación, se muestra en la tabla 19, los caudales reales generados por cada compresor.

Tabla 19. Caudales generados hacia planta por cada compresor.

Compresores	Comp 1 Centac – C30	Comp 2 Centac – C26	Comp 3 Centac – C26
Caudales Suministrados (m^3/h)	2.216,16	1.639,95	1.639,95

Fuente: Díaz, (2018).

5.2.5 Consumo actual de aire comprimido que se requieren para el funcionamiento total de la planta de producción.

Para la estimación del consumo total requerido se utilizó un factor de fuga del 15% teniendo en cuenta las pérdidas reales en la industria y a la vez considerando un factor conservador. A su vez se considera un factor de simultaneidad (Fs) de 20%, ya que la capacidad de equipos instalados supera las 100 unidades y debido al desfase del tiempo de accionamiento de cada dispositivo, las probabilidades de que ocurran accionamientos completamente simultáneos son bajas.

Los consumos y requerimientos de aire comprimido por equipo, se pueden observar en el APENDICE I, en función a estos valores se logró realizar la tabla 20.

Tabla 20. Porcentaje de consumo de aire comprimido por departamento

Departamento	Consumo de aire comprimido (%)
Camiones	30,99
Carrocería	22,90
Cai – Fai	5,64
Pasajeros	37,51
Pintura	2,96

Fuente: Díaz, (2018).

En la figura 34, puede observarse gráficamente la distribución de consumo de aire comprimido por departamento, en la cual refleja mayor porcentaje de consumo en el departamento pasajeros, con un porcentaje del 37,51 % del consumo total requerido.

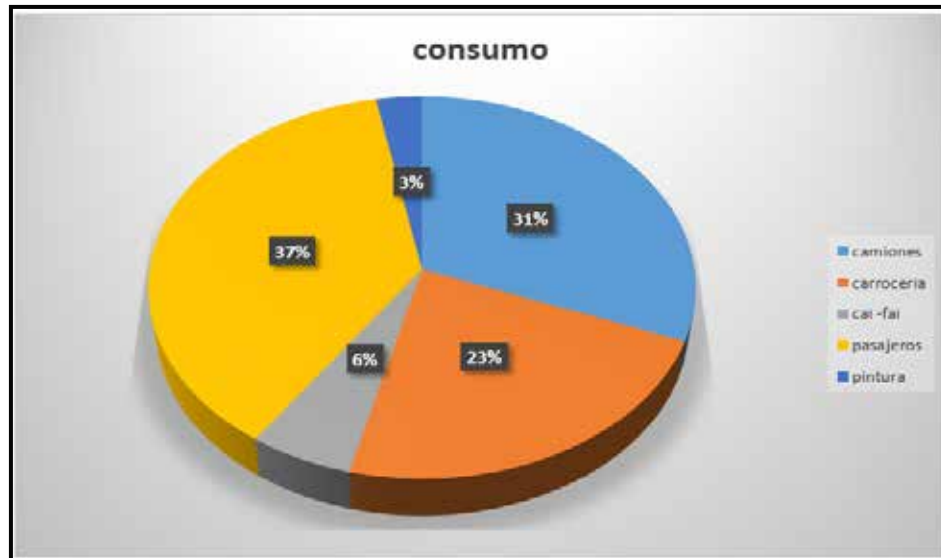


Figura 34. Distribución de consumo según los departamentos de producción.

Fuente: Díaz, (2018)

A partir de los datos del APENDICE I, se puede determinar la capacidad total de aire comprimido, la cual se muestra en la tabla 21.

Tabla 21. Capacidad total de aire comprimido requerida.

$Q_{ACTUAL PLANTA}$	4.453,47 m^3/h
$F_s * Q_{ACTUAL PLANTA}$	890,69 m^3/h
30% de expansión	267,21 m^3/h
15% en fugas	133,60 m^3/h
Capacidad total requerida	1.291,5 m^3/h

Fuente: Díaz, (2018)

A través de los datos recolectados de la producción de aire comprimido instalada en el sistema actual se realiza el análisis, para conocer si las necesidades actuales de demanda cumplen con las de generación de aire comprimido por la caza de fuerza. Esto se puede apreciar en la figura 35.

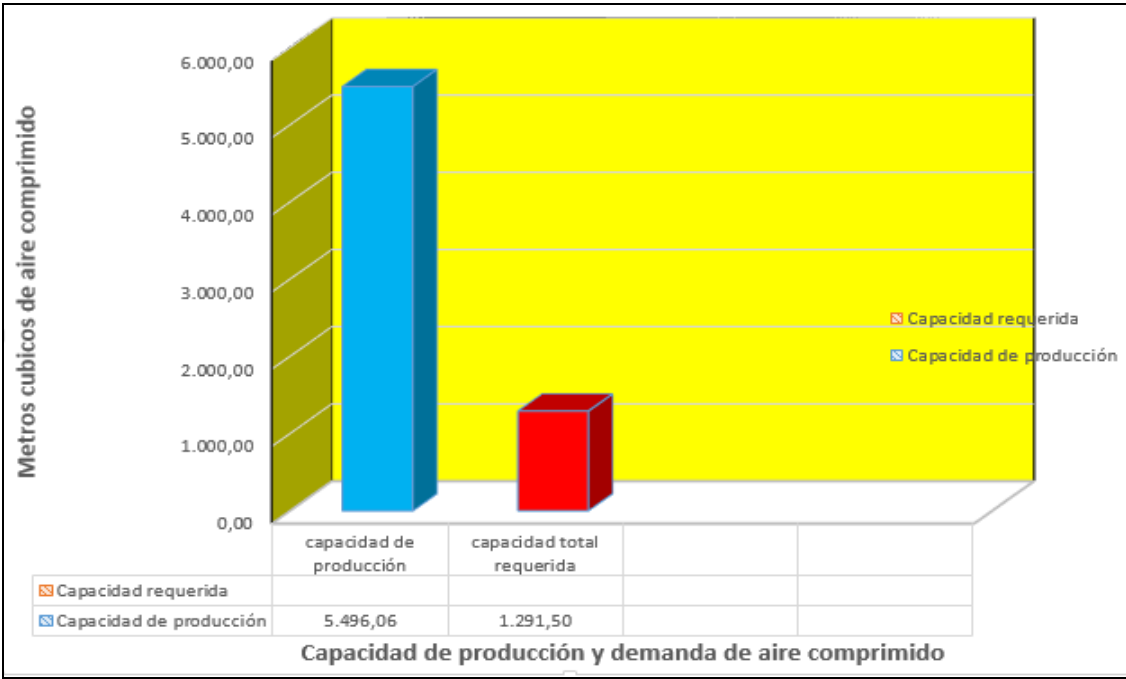


Figura 35. Capacidad de producción de aire comprimido vs el caudal de aire requerido.

Fuente: Díaz, 2018

5.2.6 Calculo de condensado y arrastre de líquidos en la red de tuberías.

El cálculo de la cantidad de condensado en la red de tuberías se hace necesario, ya que el secador actualmente presenta fallas en su funcionamiento y bajo rendimiento en el mismo, según información que proporcionó la contrata que se encarga en el mantenimiento del secador, y además establecieron que su rango de eliminación de condensado en su

estado de mal funcionamiento actual, comprendía entre el 60% – 70 %. Por ello la función que cumple el secador es muy importante, además de eliminar el condensado, modifica las condiciones del aire para poder proporcionar un caudal de aire con una muy baja tasa de condensado. Lo cual un bajo rendimiento de este podría ocasionar; alta concentración de condensado en las tuberías provocando a su vez obstrucción en el flujo de aire que generan los compresores, lo que conllevaría a exceso de presión en el sistema de tuberías y en la descarga de los mismos.

Por lo tanto en función a los siguientes datos obtenidos por los ingenieros de casa de fuerza, se procede a calcular la cantidad de condensado, que es suministrada a planta.

· **Aire atmosférico:**

Temperatura media (4 años): T_1 : 27,2 °C

Humedad relativa media (4 : 60,39 %.

Presión: P_1 : 0,95 bar = 13,77 psi.

Con estos datos de condiciones atmosféricas, y mediante de la utilización de la carta psicrométrica se determina:

aire seco.

De tal manera que, la cantidad total de vapor de agua proporcionada a la línea de baja presión se puede determinar a partir de la ecuación 18:

$$\dot{m} \quad (Ec.18)$$

Donde:

- H: Contenido de humedad.
- Q: Caudal de aire comprimido.
-

Utilizando la ecuación 18, obtenemos que:

$$\dot{m} = \left[14 \frac{gr}{kg \text{ Aire}} \right] * \left[5.496,06 \frac{m^3}{h} \right] * \left[0,596 \frac{kg}{m^3} \right] = 45.859,12 \frac{gr}{h}$$

$$\dot{m} = \left[45,85 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * \left[24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \right] * \left[0,6 \frac{\text{l}}{\text{kg}} \right]$$

$$\dot{m} = 660,24 \frac{\text{l}}{\text{día}}$$

En función al resultado obtenido y a la información suministrada por la contrata que se encarga del mantenimiento, se tomara que el 30% en el flujo de contenido de humedad, es el que se suministra a planta por tomar un valor conservador, por lo cual que da:

$$\dot{m}_{\text{planta}} = 198,072 \frac{\text{l}}{\text{día}}$$

Contabilizando la cantidad de botas totales existente en la planta de producción, se encontró que existen 48 botas en toda la planta, las cuales pueden alcanzar a almacenar un volumen de 6,19 litros de condensado por cada bota. Actualmente estas trampas son chequeadas y evacuadas cada dos días. Con lo que al multiplicar por dos días el flujo de condensado ingresado al sistema de tuberías, se tiene que la cantidad de condensado que se acumula en el sistema es de 396,144 litros, lo cual es significativamente mayor a la cantidad de evacuado de las botas totales, con un valor de evacuado de 297,12 litros por día. Por ello se observa que el tiempo de chequeo y evacuado de las botas no es el adecuado.

5.3 Diagnosticar los problemas que causan las altas temperaturas en su funcionamiento.

De acuerdo al estudio realizado y a la recolección de datos obtenida por entrevista al personal técnico de Casa de Fuerza, la obtención directa de los valores críticos del compresor mediante el sistema de monitoreo electrónico y los cálculos realizados, se pudo diagnosticar la causa sobre el funcionamiento irregular del compresor Centac –C30, en el cual en función al comportamiento del mismo, se diagnosticó que presenta el fenómeno de “surge” ya que el surge es una inestabilidad dinámica (oscilaciones crecientes) que ocurre

en compresores dinámicos generalmente en centrífugos, en el cual puede ser presentado en el comportamiento de los compresores centrífugos por diversas causas.

En este trabajo se pudo demostrar que debido a la baja presión de succión, incremento en la relación de compresión por etapa con respecto a un estado de funcionamiento normal y a los resultados del cálculo de las eficiencias por cada etapa del compresor, en relación a la eficiencia total del equipo. En la cual se encontró en la primera etapa, la menor eficiencia en periodo de funcionamiento irregular, con un valor de 51,57 % con una diferencia con respecto de las etapas posteriores del 7,98%. Por el resultado de dichos valores irregulares, se informó al personal técnico encargado y se le sugirió realizar un chequeo en el filtro de entrada.

Dando como resultado una alta concentración de suciedad y partículas en el filtro de admisión de aire, en las que dicha suciedad y cantidad de partículas que se encontraron según información del personal técnico, obstruían aproximadamente el 60% de la entrada del filtro de succión de aire, por ello da una explicación sobre la baja presión del flujo de aire en la entrada, el incremento de relación de compresión en las etapas con respecto a los valores en un funcionamiento normal y el aumento excesivo en las temperaturas de descarga del aire.

Por tal motivo la obstrucción en el filtro de admisión, ocasiona la aparición del fenómeno de surge, ya que este produce grandes cantidades de energía que son absorbidas por los componentes mecánicos del compresor, y puede resultar en una cantidad significativa de aumento en la temperatura del interior del mismo, razón por la que también da respuesta a las elevadas presiones de descarga, sin embargo el compresor posee un sistema de alarma anti- surge, pero este no lo detectaba como dicho fenómeno, ya que reflejaba este comportamiento en estado de surge en alertas de temperaturas elevadas.



Figura 36. Filtro de admisión del compresor Centac – C30.

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

En la figura 36, se puede visualizar el filtro de admisión del compresor Centac – C30, ubicado en la casa de fuerza de Ford Motor de Venezuela.

Para el mantenimiento de este filtro, el personal técnico estableció que se realiza un chequeo anual al mismo, debido a la ubicación y la dificultad de accesibilidad de este. También establecieron que tenía más de un año y medio sin poder hacerle mantenimiento completo, ya que anteriormente este lo realizaba una contrata. En la que por diversos factores la empresa ya no cuenta con este servicio.

Es por ello que uno de los efectos negativos que causa el fenómeno de surge en los compresores, es el de tener problemas en los sellos; inclusive en los impulsores. Razón por la cual fue ratificada por el personal de mantenimiento, ya que en el último registro de la contrata de encargada del mantenimiento completo del compresor, se encontró anomalías por fallas en estos dos componentes.

Otro factor que se encontró y que agrava esta situación fue el de exceso de condensado en el sistema de flujo, debido a los cálculos realizados, el tiempo inadecuado en el chequeo

de las trampas de condensado y a que en diversas ocasiones en las que el compresor presento alarmas por exceso de presión de descarga y temperatura de funcionamiento elevada, fue el de botes y charcos producto de los condensados, en los que se encontraron en diversas áreas de la planta.

Por tal motivo, tales condensados en el sistema de tuberías provocan obstrucción y retenimiento del flujo de aire comprimido, provocando a su vez aumento en la presión de descarga de los compresores y variaciones de presión en el sistema de tuberías.

En el estudio del sistema de aire comprimido, se encontró que algunas tuberías de suministro en la toma de aire, no utilizan el llamado “cuello de ganso” como lo aconseja la norma ISO 8573 así como también el manual kaeser Compressors, Inc; para evitar el ingreso de condensado y suciedad.

Por otra parte, también se encuentra en la norma la distancia máxima de espaciado entre las trampas de condensado, que se establecen en treinta (30) metros de tubería. Citando la norma se encontró que la disposición actual de tuberías no cumple con dicha norma.

5.4 Elaborar un procedimiento de mantenimiento, el cual asegure el buen estado de la máquina.

El plan de mantenimiento que se muestra en la tabla 22 se obtuvo mediante el personal encargado de mantenimiento de caza de fuerza, el cual fue mejorado ya que no incluía los aspectos a verificar tales como los que se encuentran en un chequeo trimestral y los subrayados en el tiempo diario y anual. Los cuales fueron incluidos en el plan de mantenimiento, lo que a su vez dará una mejora significativa en el comportamiento del compresor Centac – C30. Además se recomienda mejorar el tiempo de evacuado de las trampas de condensado a un periodo no mayor a un día. Ya que este es el tiempo máximo que se deben chequear y evacuar las trampas de condensado para una mejor circulación del flujo, en base a las condiciones actuales del secador.

Tabla 22. Plan de mantenimiento del compresor mejorado

Chequeo diario en el compresor Centac –C30	Mantenimiento Trimestral	Mantenimiento anual
<p>Chequear el desahogo del enfriador de aire y Purgar aire. <u>Drenar el condensado de la trampa de entrada de aire y descarga de aire.</u> Revisar el filtro de aire de control. Revisar el filtro aire de instrumentación. Chequear consumo de energía y presión de aire. Verificar funcionamiento de las válvulas de control. Verificar nivel de aceite en el tanque de reservorio. Verificar los niveles de vibración, temperatura y presión del flujo en cada etapa.</p>	<p>Verificar el filtro admisión principal. Inspeccione el filtro del aire de instrumentación. (Drenar y limpiar de ser necesario). Verificar las temperaturas del agua de enfriamiento.</p>	<p>Inspeccione el motor principal. Inspeccione la válvula de admisión. Desmontaje de carcazas. Desarmado de cooler. Limpieza de cooler con químicos según el tipo de incrustación. Lavado de carcazas, sandblasting y pintura epoxica interna. Armado de cooler. Montaje de cooler en la carcasa. Inspeccionar los dientes del engranaje maestro. Limpieza mecánica de todos los impulsores. Armado de carcazas. <u>Limpiar mallas de succión del depósito de aceite.</u> Revisión bomba de aceite Cambiar filtro de admisión de aire primario. Cambiar trampas de condensado.</p>

Fuente: Ford Motor de Venezuela, 2018.

CONCLUSIONES

En cuanto a la investigación realizada y al estudio exhaustivo del funcionamiento de un compresor de cuatro etapas en la casa de fuerza de la empresa Ford Motor de Venezuela, S.A, se evidencio la importancia significativa que tiene este tipo de compresores para las empresas.

. Del mismo modo, uno de los más usados e importantes en la generación de dicho aire hacia la planta de producción, es el compresor Centac – C30; en donde en la actualidad se desarrolla en la empresa, pero se determinó a través de la toma de datos durante el año 2018 un comportamiento irregular en diversos periodos de su funcionamiento.

Dentro de este mismo orden de ideas, de acuerdo a los cálculos realizados, se obtuvieron valores en el rendimiento por cada etapa, por debajo de los valores normales de operación del compresor con respecto a un funcionamiento normal. Se descartó la posibilidad del fenómeno de surge debido a requerimientos de consumo total altos en el sistema de aire comprimido, debido a que el consumo requerido es inferior a la generación de aire comprimido del compresor.

Se diagnosticaron los problemas de que causan las altas temperaturas en el compresor Centac – C30, encontrándose como causa principal una obstrucción en filtro de admisión, lo que ocasiona una disminución en la presión de entrada, aumentando así la relación de compresión ocasionando el fenómeno de oleaje (surge), en donde dicha situación fue agravada por la alta acumulación de condensado en el sistema de tuberías, las cuales generan obstrucción en el flujo de aire. Ya que se encontró que en algunas tuberías por defecto de fabricación no cumplía con las normas ISO 8573, 2010 y por consiguiente se encontró también según especificaciones del personal técnico; que el secador presentaba problemas de funcionamiento, dicha situación del secador agrava el contenido de condensado en el sistema de tuberías.

Debido a estos factores perjudiciales que afectan el comportamiento del compresor, se establecieron ciertas mejoras en el plan de mantenimiento actual del personal técnico

encargado de la casa de fuerza, las cuales dichas medidas aseguren el buen estado y funcionamiento del compresor.

RECOMENDACIONES

- Û Reducir el tiempo de mantenimiento del filtro primario del aire de admisión y mejorar la accesibilidad a dicho filtro, para cumplir con la verificación del estado del mismo.
- Û Establecer un sistema de recirculación de flujo hacia la entrada de admisión con una válvula anti surge, con el fin de que la unidad tenga el suficiente flujo para permanecer estable. En caso de situaciones de obstrucciones en el filtro de admisión.
- Û Colocar un caudalímetro en la descarga del flujo del compresor y en el sistema de tuberías principal, que servirá en la verificación del caudal que este proporciona y a su vez permitirá la evaluación del comportamiento del mismo en función al caudal actual.
- Û Finalmente se recomienda la utilización de software computacional como PipeFlow Expert V7.3, ya que es una herramienta versátil para realizar análisis del comportamiento del flujo de aire en el sistema de tuberías.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arias, F. (2006). **El Proyecto de Investigación. Introducción a la metodología científica. (5ª. ed.)**. Caracas, Venezuela: Editorial Episteme.
- Antonio, Newman y José, Nogueira, “**Turbomáquinas: Procesos, análisis y tecnología**”, Ariel Ciencia y Tecnología, 1º Edición, 2000.
- Atlas Copco.(2011). Compressed air manual (7ma edición). Wilrijk, Belgica: Atlas Copco Airpower NV
- Bavaresco, A. (2016). **Proceso metodológico de la investigación como hacer un diseño de investigación (7ma. Edición)**. Maracaibo, Venezuela: Imprenta Internacional, C.A.
- Fernández P. (2009). **Compresores**, disponible en:
http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/compresores-y-ventiladores.pdf
- Gil, C. (2013). **Selección y diseño de compresores centrífugos**, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- Guilarte, G. (2015). **Procedimiento de diseño, selección y evaluación de compresores centrífugos aplicando la norma API 617**”. Caracas, Venezuela.
- Morales, A. (2016). **Rediseño del sistema de distribución, acondicionamiento y generación de aire comprimido del departamento de línea final de la empresa C.A Goodyear de Venezuela**. Valencia, Estado Carabobo.
- Salazar, R. (2001), **Compresores Centrífugos**, disponible en:
<http://eprints.uanl.mx/4756/1/1020145636.pdf>
- PDVSA,(1983), **Calculo en sistemas de compresión**, disponible en:
<http://saber.ucv.ve/bitstream/123456789/6504/2/3.Anexo%20D.pdf>
- Tolmo, C. (2013), **Selección y diseño de compresores centrífugos**, disponible en:
https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/17046/PFC_Cesar_Gil_Tolmo.pdf

APÉNDICES

Apéndice A: Consumo y requerimientos de aire comprimido por equipo

Equipo	Cantidad	Caudal teórico de aire por equipo (m ³ /h)	Presión requerida (KPa)	Caudal real de aire por Equipo (m ³ /h)	Factor de uso	Caudal real de aire (m ³ /h)
CAMIONES						
Pistola angular	280	13,59	620	0,7392	0,0544	206,917
P. aprieta tuerca	19	2,54	620	0,0838	0,0333	1,592
Crowfoot	8	13,59	620	0,1685	0,0124	1,348
Fresadora	1	5,76	620	0,2378	0,0413	0,2378
Hold and drive	3	13,59	620	0,1807	0,0133	0,5421
P. impacto	3	6,9	620	0,1255	0,0182	0,3765
Insertadora de ramplug	2	6,9	620	0,0979	0,0142	0,1958
Rachet	2	3,39	620	0,0850	0,0251	0,170
Remachadora	26	1,69	620	0,03937	0,0233	1,039
Taladro	2	25,49	620	1,00	0,0393	2
Tube nut	2	80	620	3,022	0,032	0,0379
Grúas	106	76,48	620	5,521	0,0722	585,22
Trolley	12	54,38	620	2,517	0,0463	30,204
Sujetador tipo monorriel	7	400	620	45,6	0,114	319,2
Prensadora tipo Z	4	500	620	43,95	0,0879	175,8
Cerializadora	1	450	620	21,78	0,0484	21,78
Perforadora	1	124,07	620	5,483	0,0442	5,483

Apéndice A (Cont.): Consumo y requerimientos de aire comprimido por equipo

Equipo	Cantidad	Caudal teórico de aire por equipo (m ³ /h)	Presión requerida (KPa)	Caudal real de aire por Equipo (m ³ /h)	Factor de uso	Caudal real de aire (m ³ /h)
PASAJEROS						
Pistola angular	287	13,59	620	0,860	0,0633	246,877
Atornillador	35	16,99	620	0,829	0,0488	29,018
Crowfoot	4	13,59	620	0,286	0,0211	1,146
Esmeril	1	28,89	620	1,412	0,048	1,412
Hold and drive	5	13,59	620	0,369	0,0272	1,848
P. impacto	6	6,88	620	0,13	0,0189	0,78
Insertadora de goma	2	19,03	620	1,499	0,0788	2,999
Insertadora de ramplug	2	20,90	620	0,236	0,0113	0,472
Remachadora	14	1,69	620	0,090	0,0533	1,26
Taladro	2	20,39	620	0,371	0,0182	0,742
Rachet	2	3,39	620	0,038	0,0113	0,0766
Gruas	59	76,8	620	1,690	0,0221	99,721
Trolley Z01	26	350	620	13,16	0,0376	342,16
Sujetador tipo monorriel	25	400	620	37,68	0,0942	942
PINTURA						
Pistola angular	3	13,59	620	0,0180	0,00133	0,054
P. impulso	1	5,09	620	0,064	0,0126	0,064
Lijadora	25	10,19	620	2,618	0,257	65,45
Lijadora – roto orbital	5	22,09	620	2,078	0,0941	10,39
Pulidora	26	10,19	620	1,813	0,178	47,138
Pulidora angular	18	10,19	620	0,486	0,0477	8,748

Apéndice A (Cont.): Consumo y requerimientos de aire comprimido por equipo.

Equipo	Cantidad	Caudal teórico de aire por equipo (m ³ /h)	Presión requerida (KPa)	Caudal real de aire por Equipo (m ³ /h)	Factor de uso	Caudal real de aire (m ³ /h)
CARROCERIA						
Pistola angular	131	13,59	620	0,384	0,0283	50,304
Atornillador	20	16,99	620	1,226	0,0722	24,52
Crowfoot	14	13,59	620	0,316	0,0233	4,424
Dresser	49	13,59	620	0,440	0,0324	21,560
Esmeril	4	20,39	620	2,40	0,118	9,60
Fresadora	3	5,76	620	0,387	0,0673	1,168
Lijadora	12	6,79	620	0,643	0,0948	7,716
Lijadora - pulidora	1	22,13	620	0,294	0,122	0,294
Martillo	3	15	620	1,995	0,0133	5,985
Pulidora	11	10,19	620	0,786	0,0772	8,646
Remachadora	4	1,69	620	0,0412	0,0244	0,164
Taladro	17	20,39	620	1,47	0,0722	24,99
Grúas	130	76,48	620	6,126	0,0801	796,38
Trolley	31	33,49	620	2,036	0,0599	63,116
CAI – FAI						
Pistola angular	35	13,59	620	5,870	0,0432	205,45
Atornillador	22	16,99	620	0,210	0,0124	4,620
Cepillo	3	4,24	620	0,159	0,0377	0,477
Esmeril	16	28,89	620	0,962	0,0333	15,392
Fresadora	3	5,76	620	0,125	0,0218	0,375
P. impacto	16	6,9	620	0,123	0,0179	1,968
Insertadora de goma	1	18,9	620	0,531	0,0281	0,531
Insertadora de ramplug	2	20,90	620	0,380	0,0182	0,76
Lijadora roto orbital	2	22,09	620	0,907	0,0411	1,814
Motor tool	1	16,99	620	0,470	0,0277	0,47
P.Inyección de urhetano	2	8,49	620	0,120	0,0142	0,24
Pulidora angular	5	10,19	620	0,294	0,0289	1,47
Rehilete	6	10,19	620	0,191	0,0188	1,146
Remachadora	10	1,69	620	0,207	0,123	2,07
Removedor PS	1	33,99	620	0,432	0,0127	0,432
Sierra	2	7,18	620	0,151	0,0211	0,302
Taladro	21	20,39	620	0,656	0,0322	13,776
Total						4.453,47

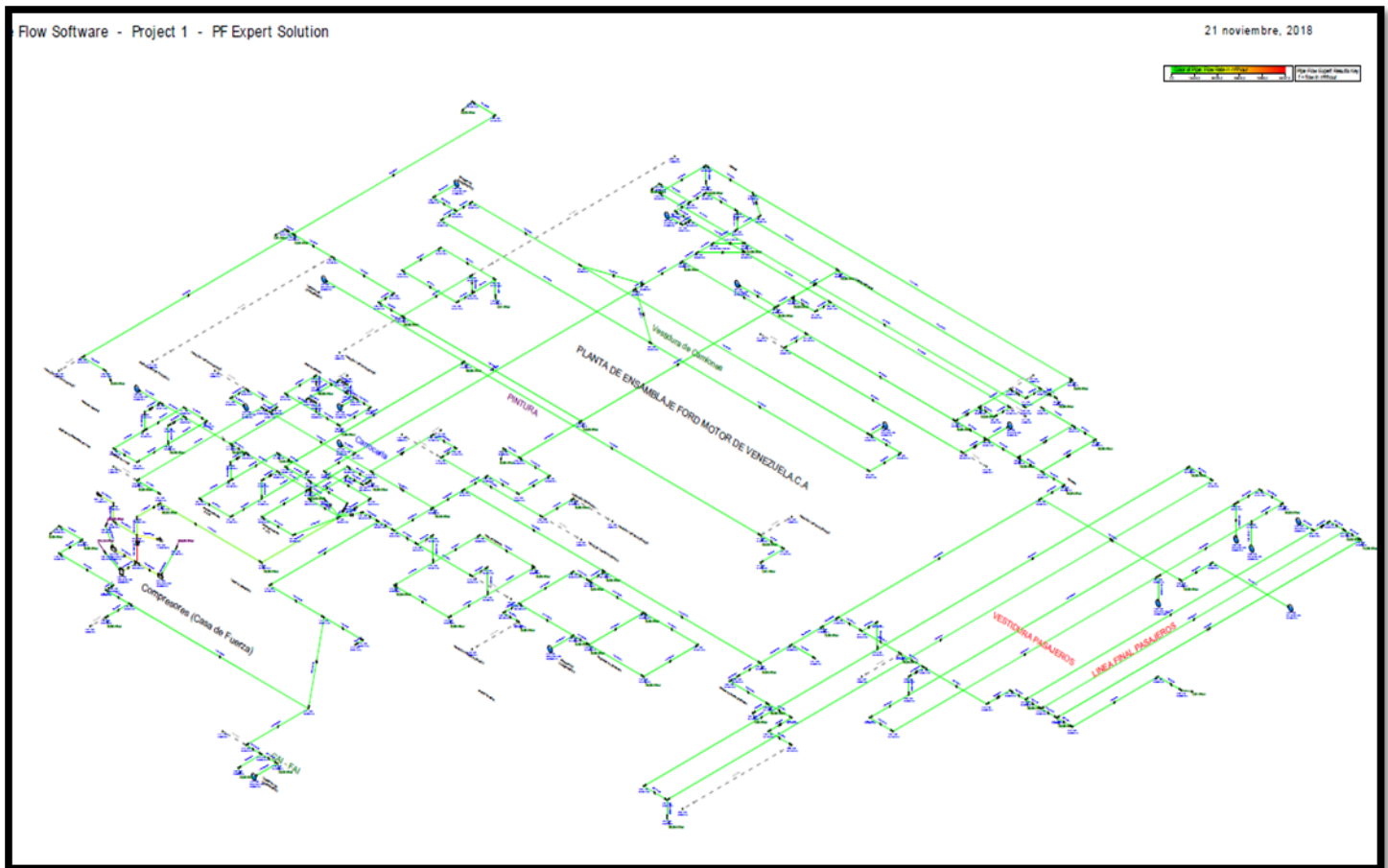
Fuente: Díaz (2018)

Apéndice B: Datos de cada sección de tubería (actual).

Pipe Id	Pipe Name and Notes	Material	Inner Diameter mm	Roughness mm	Length m	Total K	Mass Flow kg/sec	Flow m ³ /hour	Velocity m/sec	Entry Pressure psi.g	Exit Pressure psi.g
71	P71	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	1,630	0,0000	0,4948	1579,168	* 53,410 (Flow Velocity is high)	84,6148	84,5485
72	P72	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	1,350	0,5100	0,6635	2619,652	* 95,366 (Flow Velocity is high)	84,5485	84,0000
73	P73	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	55,710	0,3400	0,3887	1240,484	* 41,955 (Flow Velocity is high)	86,0225	84,5485
74	P74	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	76,530	0,0000	0,0948	302,472	10,230	84,6945	84,5558
75	P75	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	0,590	0,5100	0,0948	302,472	10,230	84,5558	84,5504
76	P76	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	2,330	0,1400	0,0948	302,472	10,230	84,5504	84,5450
77	P77	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	3,360	0,0000	0,0851	271,571	9,185	84,5500	84,5450
78	P78	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	2,900	0,9000	0,1799	574,043	19,415	04,5450	04,5000
79	P79	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	38,370	0,3400	0,0971	309,935	10,483	84,5757	84,5000
80	P80	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	51,000	0,3400	0,2322	741,038	* 25,063 (Flow Velocity is high)	85,0631	84,5757
81	P81	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	8,010	0,3400	0,1351	431,102	14,581	84,5757	84,5419
85	P85	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	2,330	0,6500	0,0851	271,571	9,185	04,5579	04,5500
86	P86	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	0,590	0,3400	0,0851	271,571	9,185	84,5611	84,5579
87	P87	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	6,420	0,1400	0,0000	0,010	0,000	84,5611	84,5611
88	P88	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	8,010	0,4800	0,1351	431,102	14,581	84,3582	84,3316
89	P89	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	51,000	0,3400	0,1351	431,102	14,581	84,5419	84,3582
91	P91	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	11,420	0,3400	0,2770	883,978	* 29,898 (Flow Velocity is high)	84,5000	84,3316
92	P92	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	3,080	1,0200	0,2973	948,949	* 32,095 (Flow Velocity is high)	84,4648	84,3316
93	P93	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	2,060	0,3400	0,2166	691,430	* 23,385 (Flow Velocity is high)	84,4074	84,4648
94	P94	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	7,660	0,4800	0,0807	257,519	8,710	84,4781	84,4648
95	P95	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	3,600	0,0000	0,0000	0,010	0,000	84,4781	84,4781
96	P96	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	7,660	0,6500	0,0807	257,529	8,710	84,4674	84,4830
97	P97	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	2,060	0,3400	0,0807	257,529	8,710	84,4830	84,4781
98	P98	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	4,060	0,0000	0,7094	2264,000	* 76,573 (Flow Velocity is high)	04,3316	04,0000
99	P99	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	21,730	0,3400	0,2973	948,959	* 32,095 (Flow Velocity is high)	84,8595	84,4974
100	P100	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	18,290	0,0000	0,3145	1003,658	* 33,952 (Flow Velocity is high)	84,9912	84,6789
101	P101	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	25,080	0,5100	0,0160	51,027	1,726	84,9932	84,9912
102	P102	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	0,720	0,3400	0,0160	51,027	1,726	04,9933	04,9932
103	P103	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	0,150	0,3400	0,0160	51,037	1,726	84,9937	84,9936
104	P104	4" Steel Sch. 40	102,260	0,046	35,220	0,0000	0,0708	225,862	7,640	84,9937	84,9562

Fuente: Pipe Flow V.7.3, 2018.

Apéndice C: Distribución de flujo y velocidades de salida (sistema actual)



Fuente: Pipe Flow V 7.3, 2018.