

**DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE LAS PRACTICAS  
EXPERIMENTALES DE UN BANCO PARA EL ANALISIS DE COMPRESORES  
DE 2 ETAPAS PARA EL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS  
ALTERNATIVAS.**

**CARLOS ALBERTO GOMEZ JIMENEZ  
JAVIER ANDRES FERNANDEZ ESCOBAR**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

**DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE LAS PRACTICAS  
EXPERIMENTALES DE UN BANCO PARA EL ANALISIS DE COMPRESORES  
DE 2 ETAPAS PARA EL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS  
ALTERNATIVAS.**

**CARLOS ALBERTO GOMEZ JIMENEZ  
JAVIER ANDRES FERNANDEZ ESCOBAR**

**Trabajo de Grado para Optar al Título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director**

**JORGE LUIS CHACÓN VELASCO  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2013**

## **DEDICATORIA**

A Dios por darme un propósito para esforzarme cada día.

A mis padres por su esfuerzo, que gracias a su educación y amor he salido adelante.

A mis hermanas por el apoyo y alegría que me han brindado.

A toda mi familia y amigos por su ayuda incondicional.

Al alma mater “Universidad Industrial de Santander”, que me acogió en su manto para crecer en la academia y luchar por una sociedad democrática, legal e igualitaria.

CARLOS ALBERTO GOMEZ JIMENEZ

## **DEDICATORIA**

A Dios por darme la vida, la salud, la educación y los medios económicos para cumplir mis metas.

A mis padres por su incondicional apoyo, sus inquebrantables esfuerzos para darme la educación y por inculcarme valores como el respeto, la honestidad y humildad.

A mis hermanos por su amistad, su apoyo incondicional y por sus buenos consejos.

A mi novia por su infinita paciencia y gran apoyo moral y sentimental.

JAVIER ANDRÉS FERNÁNDEZ ESCOBAR

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por mostrarme lo más importante en la vida, 1 Corintios 8:1

A mis padres y hermanos por su apoyo incondicional.

A Jorge Luis Chacón Velasco, ingeniero mecánico, director del proyecto, por su Colaboración y respaldo.

A Omar Armando Gelvez Arocha docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su valiosa colaboración.

CARLOS ALBERTO GOMEZ JIMENEZ

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por darme la oportunidad de desarrollar este proyecto y permitirme obtener el título profesional como Ingeniero Mecánico.

A nuestro director de proyecto el Ing. Jorge Luis Chacón V. por su orientación, colaboración y respaldo en este proyecto.

Al profesor Ing. Omar Gelvez Arocha, por su valiosa colaboración en el desarrollo de este proyecto.

A mi familia por apoyarme incondicionalmente durante mi formación universitaria.

A mis amigos por colaborarme y apoyarme en el proceso de formación como Ingeniero Mecánico.

JAVIER ANDRÉS FERNÁNDEZ ESCOBAR

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	23
<b>1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO .....</b>	<b>25</b>
<b>1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....</b>	<b>25</b>
<b>1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....</b>	<b>26</b>
<b>1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....</b>	<b>26</b>
<b>1.3.1. Objetivos generales.....</b>	<b>26</b>
<b>1.3.2. Objetivos específicos .....</b>	<b>27</b>
<b>1.4. JUSTIFICACION DE LA SOLUCIÓN.....</b>	<b>29</b>
<b>2. MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>30</b>
<b>2.1. COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO .....</b>	<b>30</b>
<b>2.1.1. Ciclos de compresión.....</b>	<b>30</b>
<b>2.1.2. Requisito de potencia.....</b>	<b>32</b>
<b>2.1.3. Sistema de compresión por etapas múltiples. ....</b>	<b>33</b>
<b>2.1.4. Volumen a condiciones estándar.....</b>	<b>35</b>
<b>2.1.5. Espacio libre del cilindro y eficiencia volumétrica.....</b>	<b>35</b>
<b>2.2. FUNDAMENTOS DEL RENDIMIENTO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES. ....</b>	<b>38</b>
<b>2.2.1. Capacidad máxima teórica.....</b>	<b>38</b>
<b>2.2.2. Determinación de la potencia del fluido.....</b>	<b>39</b>
<b>2.2.3. Perdidas de potencia. ....</b>	<b>39</b>

2.2.4. El gas ideal.....	40
2.2.5. El gas real.....	41
2.2.6. El desplazamiento y espacio libre del compresor .....	42
2.2.7. Etapas o escalonamientos .....	43
2.2.8. Fundamentos del dimensionamiento de los compresores.....	43
2.2.9. Determinación del número de etapas.....	44
2.2.10. Determinación del diámetro interior del cilindro .....	44
<b>3. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE COMPRESORES ALTERNATIVOS. ....</b>	<b>46</b>
<b>3.1. SISTEMA DE COMPRESIÓN .....</b>	<b>47</b>
3.1.1. Compresores.....	47
3.1.2. Motor eléctrico.....	50
<b>3.2. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....</b>	<b>51</b>
3.2.1. Poleas conducidas. ....	51
3.2.2. Poleas conductoras. ....	52
<b>3.3. ELEMENTOS DE MEDICIÓN.....</b>	<b>53</b>
3.3.1. Termómetros.....	53
3.3.2. Manómetros.....	54
3.3.3. Medición de caudal.....	55
3.3.4. Medición de potencia.....	57
<b>3.4. EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. ....</b>	<b>59</b>
3.4.1. Intercambiador de calor.....	60
3.4.2. Ventilador.....	61

<b>3.5. CONEXIONES NEUMÁTICAS.</b>	61
<b>3.6. SISTEMA ELÉCTRICO.</b>	63
3.6.1. Contactor.....	64
3.6.2. Interruptores.....	65
<b>3.7. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO.</b>	66
3.7.1. Tanque amortiguador. ....	66
3.7.2. Tanque final de almacenamiento.....	67
<b>3.8. LA ESTRUCTURA</b> .....	67
<b>4. PRUEBAS Y DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO.</b>	71
<b>4.1. PRÁCTICA N° 15: PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DE COMPRESORES RECIPROCANTES EN DOS ETAPAS.</b>	71
<b>4.2. PRÁCTICA N° 16: GRAFICAR EL CICLO DE COMPRESIÓN DE AIRE EN DOS ETAPAS EN UN DIAGRAMA P-V ASUMIENDO UN PROCESO POLITRÓPICO.</b>	71
4.2.1. Resultados.....	74
4.2.2. Análisis de resultados. ....	77
<b>4.3. PRACTICA N°17: DETERMINACIÓN DEL AHORRO DE POTENCIA AL USAR UN SISTEMA DE COMPRESIÓN EN DOS ETAPAS.</b>	78
4.3.1. Resultados.....	79
4.3.2. Análisis de resultados. ....	84
<b>4.4. PRÁCTICA No. 18: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA EN UN SISTEMA DE COMPRESIÓN EN DOS ETAPAS EN FUNCIÓN DE LAS RELACIONES DE COMPRESIÓN DE PRIMERA Y SEGUNDA ETAPA.</b>	85
4.4.1. Resultados.....	86

<b>4.4.2. Análisis de resultados.....</b>	<b>90</b>
<b>4.5. PRÁCTICA N° 19: DISEÑO Y SELECCIÓN DE UN COMPRESOR PARA UNA RED NEUMÁTICA, CALCULANDO LAS DIMENSIONES DEL COMPRESOR, NUMERO DE ETAPAS ASÍ COMO SU REQUERIMIENTO DE POTENCIA.....</b>	<b>93</b>
Bibliografía.....	96
ANEXOS.....	97

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Escuela de Ingeniería Mecánica.....	25
Figura 2. El <i>diagrama P-V</i> muestra los ciclos teóricos de compresión. ....	31
Figura 3. Diagrama combinado <i>P-V</i> para un compresor de aire de dos etapas.....	34
Figura 4. Disminución de la capacidad por el espacio libre. ....	36
Figura 5. Diagramas teóricos <i>P-V</i> para espacios libres de 7, 14 y 21% .....	37
Figura 6. Tipo de cilindro versus espacio libre. ....	42
Figura 7. Componentes de banco de pruebas: .....	46
Figura 8. Esquema del sistema de compresión. ....	47
Figura 9. Compresor de la segunda etapa.....	48
Figura 10. Compresor de primera etapa. ....	49
Figura 11. Motor de 3 HP trifásico.....	50
Figura 12. Poleas conducidas.....	51
Figura 13. Poleas conductoras. ....	52
Figura 14. Termómetro Analógico. ....	54
Figura 15. Manómetros de glicerina.....	55
Figura 16. Montaje para la medición de velocidad del aire con el anemómetro.....	56
Figura 17. Montaje de filtros de aire del compresor de primera etapa.....	56
Figura 18. Montaje para medición de potencia. ....	58
Figura 19. Programa de adquisición de datos UT 231.....	59
Figura 20. Conjunto radiador ventilador. ....	59
Figura 21. Radiador del sistema de interenfriamiento. ....	60
Figura 22. Ventilador del sistema de interenfriamiento.....	61

Figura 23. Tubería de cobre. ....	62
Figura 24. Conexión por manguera entre tanque pulmón y compresor de segunda etapa.....	62
Figura 25. Conexiones de entrada y salida del compresor de segunda etapa. ....	63
Figura 26. Esquema del sistema eléctrico del banco.....	64
Figura 27. Contactor. ....	65
Figura 28. Interruptores.....	65
Figura 29. Tanque amortiguador. ....	66
Figura 30. Tanque final de almacenamiento. ....	67
Figura 31. La estructura. ....	68
Figura 32. Sistema para tensionar la banda del compresor de segunda etapa. ....	69
Figura 33. Vista frontal del banco de compresión en dos etapas. ....	69
Figura 34. Vista superior del banco de compresores.....	70
Figura 35. Puntos de medición en el sistema de compresión. ....	72
Figura 36. Puntos en el ciclo de compresión en dos etapas.....	73
Figura 37. Diagrama PV real del sistema de compresión en dos etapas. ....	77
Figura 38. Requerimientos de potencia en una y dos etapas.....	84
Figura 39. Caudal de succión vs relación de compresión de primera etapa.....	90
Figura 40. Requisito de potencia vs relación de compresión de primera etapa. ....	92
Figura 41. Requisito de potencia vs relación de compresión de segunda etapa. ...	92

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Tamaños más comunes de bastidores y geometrías disponibles de los principales fabricantes de compresores recíprocos.....	45
Tabla 2. Especificaciones del compresor de segunda etapa.....	48
Tabla 3. Especificaciones del compresor de primera etapa. ....	49
Tabla 4. Datos técnicos nominales del motor.....	50
Tabla 5. Velocidades de los compresores. ....	52
Tabla 6. Poleas conducidas y relaciones de compresión, diámetros en pulgadas.....	53
Tabla 7. Especificaciones técnicas de la pinza amperimétrica UT 231 .....	57
Tabla 8. Toma de datos práctica 16.....	73
Tabla 9. Resultados obtenidos para 110 psi. ....	76
Tabla 10. Toma de datos práctica 17. ....	78
Tabla 11. Resultados obtenidos. ....	83
Tabla 12. Toma de datos práctica 18. ....	86
Tabla 13. Resultados obtenidos. ....	90

## LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Guía de las prácticas experimentales del banco de compresores. ....	98
Anexo B. Cálculos para la selección de los equipos. ....	143
Anexo C. Manual de mantenimiento para el banco de compresores. ....	146

## LISTA DE SIMBOLOS

Los siguientes símbolos se emplearan en las ecuaciones para el desarrollo de la teoría de los compresores de desplazamiento positivo.

$A_{ane}$	Área efectiva del anemómetro
$A_p$	Área del pistón
$A_r$	Área del vástago del pistón
$C$	Espacio libre del cilindro
$CL$	Volumen muerto del cilindro
$D$	Diámetro del pistón
$disp$	Desplazamiento del cilindro
$k$	Relación de calores específicos
$MW$	Peso molecular
$n$	Coefficiente politrópico
$N_s$	Número de etapas del compresor
$P$	Presión
$Pt$	Caballos de potencia
$Q$	Capacidad del compresor
$r$	Relación de compresión
$S$	Carrera del pistón
$T$	Temperatura
$V$	Volumen
$Z$	Factor de compresibilidad
$\eta_c$	Eficiencia de compresión
$\eta_m$	Eficiencia mecánica
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica

**RESUMEN****TITULO:**

**DISEÑO, CONSTRUCCION E IMPLEMENTACION DE LAS PRACTICAS EXPERIMENTALES DE UN BANCO PARA EL ANALISIS DE COMPRESORES DE 2 ETAPAS PARA EL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS ALTERNATIVAS\*.**

**Autor:**

Carlos Alberto Gómez Jiménez  
Javier Andrés Fernández Escobar \*\*

**PALABRAS CLAVES:**

Compresor, etapas múltiples de compresión, interenfriamiento, banco de pruebas.

**DESCRIPCION:**

El presente proyecto está enfocado en el diseño y puesta en marcha de un banco experimental de compresión de aire en dos etapas para laboratorio de máquinas térmicas alternativas de la escuela de ingeniería mecánica de la UIS, donde los estudiantes de ingeniería mecánica puedan reforzar sus conocimientos adquiridos durante su plan de estudios en el área de los compresores reciprocantes por medio de la elaboración de unas prácticas experimentales, que den como resultado un profesional capacitado en el análisis de los sistemas de compresión de aire.

El banco que se desea instalar, consta de un motor trifásico de 3 HP que acciona dos compresores reciprocantes conectados en serie, también consta de un interenfriador para retirar el calor del aire que ha sido comprimido después de la primera etapa del proceso. Las prácticas consisten en: obtener el diagrama P-V de un sistema de compresión en dos etapas, estudiar la disminución de potencia por efecto del interenfriamiento y por la variación de las relaciones de compresión de primera y segunda etapa, para este fin se realizaron mediciones de: presiones, temperaturas, velocidad de aire y potencia.

Con este proyecto se pudo demostrar que los sistemas de compresión en dos etapas son más económicos además de presentar mejoras en la operación del sistema, por tener relaciones de compresión más menores en cada etapa y temperaturas de descarga del fluido más bajas con relación a los sistemas en una etapa.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Jorge Velazco

## ABSTRACT

### TITLE:

**DESIGN, CONSTRUCTION AND IMPLEMENTATION OF A BANK PRACTICES FOR EXPERIMENTAL ANALYSIS OF 2-STAGE COMPRESSORS FOR THERMAL ALTERNATIVE MACHINES LABORATORY.**

### Author:

Carlos Alberto Gómez Jiménez  
Javier Andrés Fernández Escobar\*\*

### KEYWORDS:

Compressor, multiple compression stages, intercooling, energy saving.

### DESCRIPTION:

This project is focused on the design, set up and implementation of experimental practices for air compression system in two stages to alternative thermal machines laboratory of mechanical engineering school, at UIS, where mechanical engineering students can improve their knowledge acquired during their curriculum in the area of reciprocating compressors through the elaboration of experimental practices, which result in a qualified analysis of air compression systems professional. The setup it has been installed is composed of a three-phase engine that drives two reciprocating compressors connected in series, also has an intercooler to removing heat from the air that has been compressed after the first stage. The practices include: performing the P-V diagram of a two-stage compression, study the decrease of the power by the intercooling effect and by the variation of compression ratios of first and second stage, for this purpose it has been made the measurements: pressure, temperature, air speed and power.

This project could demonstrate that compression systems into two stages and also present improvements in system operation to have relations more under compression at each stage and discharge temperatures lower fluid relative to systems in one step.

---

\* Thesis of grade

\*\* Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineer School, Eng. Jorge Velazco

## GLOSARIO

**Manómetro:** Instrumento que sirve para medir la presión que tiene un fluido, especialmente los gases, al estar contenido en un espacio cerrado.

**Anemómetro:** Instrumento que sirve para medir la velocidad instantánea de los fluidos, especialmente de gases como el aire.

**Interenfriador:** Es un sistema a través del cual pasa el aire comprimido para que se enfríe antes de entrar en el cilindro de segunda etapa.

**Potencia mecánica:** Es la potencia transmitida mediante la acción de fuerzas físicas de contacto o elementos mecánicos asociados.

**Proceso isoentrópico:** Es aquel en el que la entropía del fluido que forma el sistema permanece constante.

**Proceso politrópico:** Es un proceso termodinámico en el que se verifica que el producto de la presión por el volumen elevado a un valor constante, da por resultado un valor constante.

**Etapas múltiples de compresión:** Sistema en el cual se requiere más de una etapa de compresión, esto se requiere cuando la relación de compresión supera valores cercanos a 6,5.

**Tanque pulmón:** Es un tanque que se utiliza entre etapas como amortiguador para eliminar las pulsaciones generadas por el compresor de la anterior etapa, haciendo que el suministro de aire a la siguiente etapa sea estable.

**Potencia activa:** Es la potencia capaz de transformar la energía eléctrica en trabajo.

## INTRODUCCIÓN

Se describe la teoría basada para el diseño y construcción de un banco de compresores alternativos que posee conceptos básicos sobre el dimensionamiento del émbolo para sistemas de compresión. Se detallan los aspectos constructivos, los sistemas de enfriamiento y los principios de funcionamiento de los compresores recíprocos a partir de la teoría estudiada en la asignatura de Maquinas Térmicas Alternativas (MTA).

A continuación se realiza una descripción del banco de compresión de 2 etapas que se compone por un motor eléctrico trifásico, un compresor de primera etapa de doble cilindro y otro para la segunda etapa de cilindro simple. Además del banco de compresión se describen los sistemas de medición, tales como los de temperatura, presión, caudal y de potencia.

Luego de conocer los elementos más importantes del banco, se procede al desarrollo de las prácticas que se pueden realizar, tomando los datos necesarios para la elaboración de dichas prácticas, adjuntando los cálculos, las tablas de resultados y las gráficas según corresponda. Después se diseñan las guías, con su respectivo marco teórico y las tablas de datos, para que los estudiantes tengan la capacidad de medir y hallar experimentalmente la potencia real requerida y el ahorro energético por un sistema de compresión en una y dos etapas, también el cálculo de la potencia variando la relación de compresión mediante el cambio de la polea conductora del compresor de segunda etapa.



## 1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

### 1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Los compresores son actualmente utilizados en muchos de los campos de la ingeniería y son indispensables en aplicaciones tan comunes como la refrigeración, se encuentran en cada uno de los refrigeradores caseros y en la gran mayoría de los sistemas de aire acondicionado. Son indispensables para la compresión de aire en aplicaciones neumáticas, las cuales hacen funcionar fábricas completas.

Por su gran aplicación es de gran importancia que los estudiantes de ingeniería mecánica tengan una experiencia práctica sobre el montaje, funcionamiento y análisis termodinámico de los sistemas de compresión en dos etapas dirigiendo los propósitos hacia el uso de sistemas con mayor eficiencia energética. El laboratorio de máquinas térmicas alternativas carece de un banco de compresores en dos etapas y por esta razón se necesita el desarrollo del proyecto para realizar el diseño y la construcción de dicho banco, además del desarrollo de las prácticas experimentales a realizar por los estudiantes. Este será un equipo esencial para la formación integral del estudiante de ingeniería mecánica en el cual se podrá poner en práctica los conocimientos adquiridos en el transcurso de la materia debido a que la ciencia es una actividad eminentemente práctica, además de teórica, lo cual hace que en su enseñanza el laboratorio sea un elemento indispensable.

Figura 1. Escuela de Ingeniería Mecánica



## **1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA**

Contribuyendo con la misión de la Universidad Industrial de Santander en la formación de personas de alta calidad ética y profesional, se desarrolla este proyecto de diseño y construcción del banco de compresores recíprocos de dos etapas, para que los estudiantes tengan una herramienta que les permita afianzar sus conocimientos adquiridos por medio de una serie de prácticas experimentales que den como resultado el fortalecimiento de la teoría aprendida en el transcurso de su plan de estudios y específicamente en la materia Maquinas Térmicas Alternativas (MTA). Se busca fomentar por medio de los trabajos prácticos una enseñanza más activa y participativa, donde se impulse el método científico y el espíritu crítico. De este modo se favorece que el alumno: desarrolle habilidades, aprenda técnicas elementales y se familiarice con el manejo de instrumentos y máquinas. Con la realización de este trabajo de grado se quiere aportar más herramientas al proceso de aprendizaje con el cual cuenta actualmente la escuela de Ingeniería Mecánica, ayudando a los estudiantes en la recolección de conocimientos teórico-prácticos en el amplio campo de los sistemas de compresión en dos etapas, aumentando la motivación y la comprensión respecto de los conceptos y procedimientos científicos.

## **1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.**

### **1.3.1. Objetivos generales**

- Cumplir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en la formación de personas de alta calidad ética y profesional, por medio del diseño y construcción de un banco de compresores para el laboratorio de máquinas térmicas alternativas.
- Aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera en el área de componentes mecánicos y análisis de sistemas termodinámicos.

### 1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar, construir y poner en marcha un banco de pruebas para la compresión de aire, con un compresor recíprocante en dos etapas, con el propósito de evaluar las características de funcionamiento a través de un análisis termodinámico.
  
- Análisis y selección de la instrumentación del banco que incluye:
  - Presión:
    - I. A la entrada de la primera etapa de compresión.
    - II. A la salida de la primera etapa de compresión (entrada del intercambiador).
    - III. A la salida de la segunda etapa de compresión.
    - IV. En el tanque de almacenamiento de aire.
  - Temperatura:
    - I. A la entrada de la primera etapa de compresión.
    - II. A la salida de la primera etapa de compresión (entrada del intercambiador).
    - III. A la entrada de la segunda etapa de compresión (salida del intercambiador).
    - IV. A la salida de la segunda etapa de compresión.
  - Potencia de motor trifásico.
  - Caudal de aire.
  
- Diseñar e implementar las siguientes prácticas experimentales:
  - ✓ Principios de funcionamiento y operación de compresores recíprocantes de dos etapas.
  - ✓ Graficar el ciclo de compresión de aire en dos etapas en un diagrama PV asumiendo un proceso politrópico.
  - ✓ Determinación del ahorro de potencia al usar un sistema de compresión en dos etapas, estudiando el efecto del enfriamiento del aire entre etapas.

- ✓ Determinación de la potencia consumida en un sistema de compresión en dos etapas en función de las relaciones de compresión de primera y segunda etapa, variando las rpm del compresor de segunda etapa mediante 5 poleas alternativas de manejo.
- ✓ Diseño y selección de un compresor para una red neumática, calculando las dimensiones del compresor, número de etapas así como su requerimiento de potencia.
- Elaborar el manual con los protocolos de mantenimiento y operación, con sus debidas plantilla para cada una de las prácticas, las cuales deben contener la siguiente estructura:
  - Encabezado que contenga:
    - ✓ Nombre de la práctica.
    - ✓ Director.
    - ✓ Auxiliar.
    - ✓ Fecha de presentación del informe.
    - ✓ Nombre del alumno, código y su respectiva calificación.
  - El cuerpo de la práctica debe tener:
    - ✓ Objetivos de la práctica.
    - ✓ Materiales y equipos.
    - ✓ Marco teórico.
    - ✓ Procedimiento.
    - ✓ Tabla de datos.
    - ✓ Conclusiones.
    - ✓ Bibliografía.

#### **1.4. JUSTIFICACION DE LA SOLUCIÓN.**

Por medio de la implementación de este trabajo de grado se busca que el estudiante de ingeniería mecánica tenga la posibilidad de realizar una serie de prácticas experimentales, al tener la oportunidad de interactuar con sistemas de compresión de aire en dos etapas, aplicando sus fundamentos teóricos y afianzándolos con las prácticas adecuadas; dando como resultado un mejor aprendizaje y una formación integral. Igualmente va a fortalecer el aprendizaje cooperativo, fomentando el trabajo en equipo lo que es un punto esencial en la preparación para la vida profesional.

Es de gran importancia que los estudiantes de ingeniería complementen todos los conocimientos adquiridos sobre los sistemas de compresión durante su plan de estudios, específicamente en la materia: Maquinas Térmicas Alternativas (MTA), con las correspondientes prácticas y así estar en la capacidad de afrontar situaciones propias de su profesión. Por esta razón es indispensable guiar las prácticas hacia el análisis de las eficiencias y el correcto aprovechamiento de la energía.

## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1. COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

#### 2.1.1. Ciclos de compresión.

Existen dos ciclos de compresión teóricos aplicables a los compresores de desplazamiento positivo. Aunque ninguno de ellos puede obtenerse de manera comercial, ambos se emplean como base para cálculos y comparaciones.

La *compresión isotérmica* tiene lugar cuando la temperatura permanece constante a medida que la presión aumenta. Esto exige una extracción continua del calor de compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$P * V = constante \quad (1)$$

La *compresión adiabática (isoentrópica)* se obtiene cuando no hay adición ni extracción de calor del gas durante la compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$P * V^k = constante \quad (2)$$

Donde  $k$  es la relación de los calores específicos.

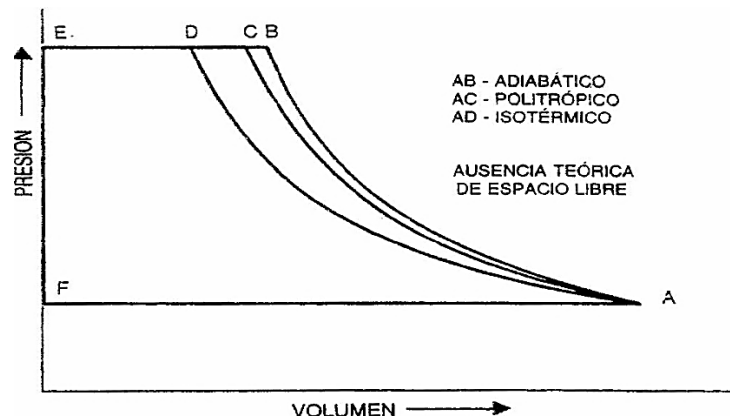
La figura 2 muestra los ciclos teóricos isotérmicos y adiabáticos sin espacio libre, sobre una base P-V para una relación de compresión de 4. El área ADEF representa el trabajo necesario cuando se opera bajo condiciones isotérmicas y el área ABEF, el trabajo necesario bajo condiciones adiabáticas [1]. Resulta evidente que el área isotérmica es bastante menor a la adiabática y representa el ciclo de máxima economía de compresión. Sin embargo, el ciclo isotérmico no puede conseguirse de manera comercial, aunque los compresores suelen diseñarse para lograr la máxima extracción de calor posible.

Es casi imposible obtener una compresión adiabática exacta, ya que siempre existe pérdida o ganancia de calor. Por lo tanto, la compresión real ocurre a lo largo de un *ciclo politrópico*, donde la relación es:

$$P * V^n = constante \quad (3)$$

Donde,  $n$  es el coeficiente politrópico.

Figura 2. El *diagrama P-V* muestra los ciclos teóricos de compresión.



Tomado de: (Dresser-Rand Company, Painted Post, N.Y.)

El exponente " $n$ " se determina de manera experimental para un tipo dado de fluido y puede ser menor o mayor que el exponente adiabático  $k$ . Por lo general, en los compresores de desplazamiento positivo  $n$  es menor que  $k$ .

Desde el punto de vista termodinámico, debe hacerse notar que un proceso isoentrópico o adiabático es reversible, mientras que el proceso politrópico no es adiabático. Además, todos los compresores operan en procesos de flujo constante.

Ya sea  $n$  o  $(n - 1)/n$ , estos pueden también calcularse en forma experimental a partir de datos de prueba si se conocen las temperaturas y presiones de admisión y descarga. Mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} = r^{(n-1)/n} \quad (4)$$

Donde,  $r$  es la relación de compresión.

Esta fórmula puede emplearse, también para calcular las temperaturas de descarga cuando se conoce  $n$  o  $(n-1)/n$ .

### 2.1.2. Requisito de potencia.

El requisito de potencia de cualquier compresor es la base principal para calcular las dimensiones del motor, así como para seleccionar y diseñar los componentes del compresor. El requisito de potencia real se relaciona con un ciclo teórico mediante la eficiencia de compresión, la cual se ha determinado con base en pruebas a máquinas anteriores. Por lo general, los compresores de desplazamiento positivo emplean eficiencias mecánicas que varían entre el 88 y 95%, dependiendo del tamaño y tipo de unidad [1].

Al calcular los caballos de potencia debe tomarse en consideración el factor de compresibilidad  $Z$ , ya que su influencia es considerable en muchos gases, en particular a presiones elevadas. Una base del volumen de admisión es universal en los compresores de desplazamiento positivo. Es importante diferenciar entre un volumen de admisión en una base de gas ideal ( $V_1$ ) y otro en una base de gas real ( $V_{r1}$ ). Los volúmenes se dan a la presión y temperatura de admisión ( $P_1$  y  $T_1$ ).

$$V_{r1} = V_1 * Z_i \quad (5)$$

La fórmula básica para determinar los caballos de potencia de una sola etapa teórica adiabática según Bloch [1] es la siguiente:

$$P_T(Hp) = \frac{P_1 * V_{r1}}{229} * \frac{k}{k-1} * (r^{(k-1)/k} - 1) * \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad (6)$$

Donde,  $Z_1$  y  $Z_2$  son los factores de compresibilidad para un punto inicial y otro final.

En este caso se calculan los caballos de potencia requeridos para un volumen de 1 millón de pies cúbicos por día o MMCFD. En este único caso,  $V_1$  se mide como un gas perfecto a 14.4 psia y a la temperatura de aspiración, y la capacidad real del compresor debe referirse a estas condiciones antes de calcular los caballos de potencia finales [1], a través de la siguiente expresión:

$$P_T(Hp)/MMCFD = 43.67 * \frac{k}{k-1} * (r^{(k-1)/k} - 1) * \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad (7)$$

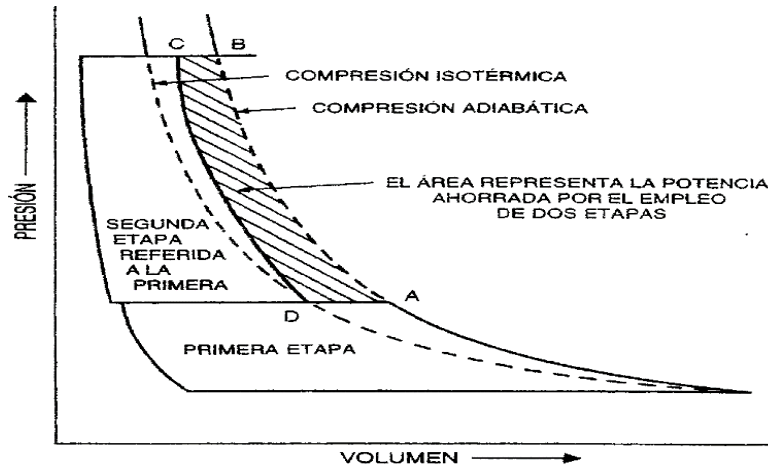
### 2.1.3. Sistema de compresión por etapas múltiples.

Todos los elementos básicos de los compresores, sin importar el tipo, tienen ciertas condiciones que limitan su operación. Los elementos básicos son de una sola etapa, es decir, la compresión y la entrega del gas se logra en un solo elemento o grupo de elementos configurados en paralelo. Las siguientes son algunas de las limitaciones más importantes:

1. Temperatura de descarga.
2. Diferencial de presión.
3. Efecto del espacio libre (relacionado también con la relación de compresión).
4. El deseo de ahorrar energía.

Con frecuencia, un compresor reciprocante necesita un cilindro separado para cada etapa con un interenfriamiento del gas entre las etapas. La figura 3 muestra el diagrama combinado  $P-V$  para un compresor de aire de 100 psi (manométrico) de dos etapas. Otras etapas posteriores se agregan de la misma manera.

Figura 3. Diagrama combinado P-V para un compresor de aire de dos etapas.



Tomado de: (Dresser-Rand Company, Painted Post, NY).

Ya se estableció previamente que el ciclo isotérmico (temperatura constante) es el que más ahorra potencia. Si después de una compresión parcial, el gas se enfría a una temperatura igual a la temperatura original de aspiración (isotérmica de nuevo), es evidente que se reducirá la potencia necesaria en la segunda etapa. Para este caso en particular, el área ABCD representa el ahorro de trabajo en una compresión adiabática de una sola etapa.

Para lograr una potencia mínima con un interenfriamiento perfecto entre las etapas se debe igualar la relación de compresión en cada etapa y lograr que la temperatura de aspiración es la misma en todas las etapas<sup>2</sup>. La fórmula utilizada según Bloch [1] se basa en la relación de compresión global es:

$$r_s = \sqrt[N_s]{r_t} \quad (8)$$

Donde:

$r_s$  = relación de compresión por etapa

<sup>2</sup> También llamado un interenfriamiento perfecto entre etapas.

$r_t = \text{relación de compresión global } (P_{final}/P_{inicial})$

$N_s = \text{número de etapas}$

Para un sistema de compresión de dos etapas:

$$r_s = \sqrt[2]{r_t} \quad (9)$$

#### **2.1.4. Volumen a condiciones estándar.**

Debido a que las cantidades que suelen ser las más necesarias son el volumen original de admisión y el volumen de admisión de las etapas subsecuentes (ambos en una base por minuto), a continuación se presenta una ecuación para calcular los CFM a condiciones estándar, en la cual, la palabra seco significa que no existe vapor de agua en la cantidad de aire tomado:

Con base en los SCFM<sup>3</sup> (cfm medidos a 14.7 Psi, 60 °F, seco)

$$V_1 = SCFM * \frac{14.7}{P_1} * \frac{T_1}{520} * Z_1 \quad (10)$$

En la fórmula anterior, la presión se expresa en  $Lb/in^2$  absolutas.

#### **2.1.5. Espacio libre del cilindro y eficiencia volumétrica**

El espacio libre del cilindro no puede eliminarse por completo. Un espacio libre normal variará alrededor de entre el 4 y el 16% para la mayoría de los cilindros estándar. El espacio libre normal no incluye el volumen de holgura, el cual pudo haberse agregado para otros propósitos, tales como el control de la capacidad.

Cuando un pistón ha terminado la carrera de compresión, se encuentra listo para revertir su movimiento, el gas a presión de descarga se encuentra atrapado en el espacio libre. Este gas se expande en la carrera de retorno hasta que su presión

---

<sup>3</sup> SCFM (Standard cubic feet per minute).

es lo suficientemente inferior a la presión de aspiración como para que las válvulas de succión se abran.

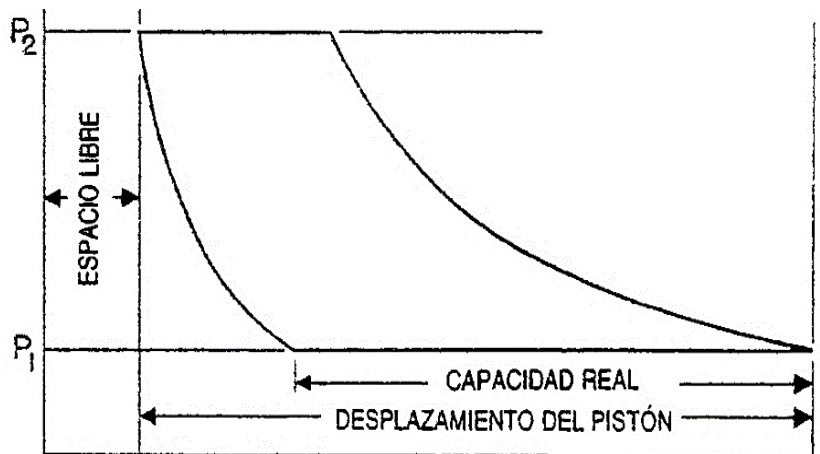
La fórmula teórica según Bloch [1] para la eficiencia volumétrica expresada como porcentaje para un proceso politrópico es:

$$\eta_v = 100 - C * (r^{1/k} - 1) \quad (11)$$

Donde,  $C$  es el espacio libre del cilindro expresado en porcentaje.

La figura 4 muestra la ineficiencia volumétrica producto del espacio libre en el pistón, es decir, la capacidad real de un compresor disminuye a consecuencia del espacio muerto.

Figura 4. Disminución de la capacidad por el espacio libre.



Tomado de: (Dresser-Rand Company, Painted Post, NY)

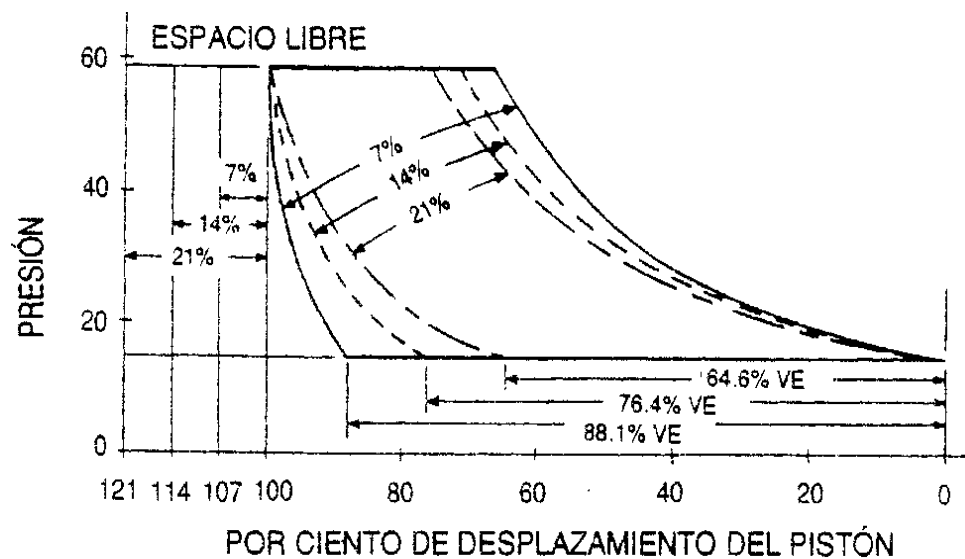
Para efectos prácticos, existen factores que modifican lo anterior y, a continuación, se presenta una fórmula aceptada para realizar estimaciones aproximadas [1]:

$$\eta_v = 100 - C * \left( r^{\frac{1}{k}} - 1 \right) - L \quad (12)$$

Aquí, el término  $L$  se introduce para tomar en cuenta el efecto de variables como las fugas internas, fricción del gas, caída de presión en las válvulas y precalentamiento del gas de admisión. El término  $L$  es difícil de generalizar, pero podrá ser del 5% para un compresor de aire lubricado con aceite. Es necesario tener un valor de  $L$  mayor para los gases ligeros que para los gases pesados debido a que la fuga es más grande.

La figura 5 muestra una serie de diagramas  $P$ - $V$  teóricos basados en una relación de compresión de 4.0, una  $k$  de 1.40 y espacios libres de 7, 14 y 21%. La figura 5 muestra como al disminuir el espacio libre, la capacidad y el requerimiento de potencia aumenta.

Figura 5. Diagramas teóricos  $P$ - $V$  para espacios libres de 7, 14 y 21%



Tomado de: (Dresser-Rand Company Painted Post, N. Y.)

## 2.2. FUNDAMENTOS DEL RENDIMIENTO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

### 2.2.1. Capacidad máxima teórica.

La capacidad máxima teórica de un cilindro de un compresor recíprocante está dada por la ecuación:

$$Q = 0.0509 * \frac{P_s}{T_s} * \frac{Z_{std}}{Z_s} * Disp * \left[ 1 - CL * \left( r^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] \quad (13)$$

Donde:

$Q$  = Capacidad en millones de  $ft^3$ /dia estándar (14,7 Psia, 520°R)

$P_s$  = Presión de succión, Psia (brida)

$T_s$  = Temperatura de succión, Psia, grados Rankine

$Z_{std}$  = Factor de compresibilidad en condiciones estandar

$Z_s$  = Factor de compresibilidad en las condiciones de succión

$Disp$  = Desplazamiento del cilindro,  $ft^3/min$

$CL$  = Volumen de holgura libre del cilindro como una fracción decimal del volumen desplazado

$r$  = Relación de presión a través del cilindro (de brida a brida)

$n$  = Exponente politrópico en las condiciones de operación

La porción crítica de la ecuación es la eficiencia volumétrica teórica para un proceso politrópico definida como:

$$\eta_v = 1 - CL * \left( r^{1/n} - 1 \right) \quad (14)$$

Esta ecuación describe la variación de la capacidad de un compresor dado, como una función del volumen de espacio libre, la relación de presión y el gas. Las diferentes alternativas para el valor de la capacidad del compresor son las siguientes:

1. Se disminuye la capacidad con el incremento en espacio libre.
2. Se disminuye la capacidad con el incremento en la relación de presión.
3. Se incrementa la capacidad con el incremento en el exponente volumétrico.

Las demás variables en la ecuación de capacidad se relacionan con la densidad del fluido en la admisión del cilindro del compresor. La capacidad se aumenta con el incremento en la densidad de admisión.

### **2.2.2. Determinación de la potencia del fluido.**

La eficiencia de compresión se basa en la potencia (en HP) teórica isoentrópica. Esta ecuación permite calcular tal potencia [1].

$$PT(Hp) = 43.67 * Q * \frac{n}{n-1} * (r^{(n-1)/n} - 1) \quad (15)$$

La inspección de esta ecuación indica que los efectos principales sobre la potencia isoentrópica son la capacidad  $Q$  y la relación de presión  $r$ : (1) los caballos de potencia aumentan con la capacidad y, (2) los caballos de potencia aumentan con la relación de compresión hasta que, con el aumento en esta relación, la disminución en la capacidad se convierte en el factor dominante.

### **2.2.3. Pérdidas de potencia.**

Las pérdidas de potencia tienen tres efectos sobre los requisitos de potencia necesarios para la compresión. El primer efecto es el de agregar potencia a las porciones de succión y descarga del diagrama presión-volumen. Esto es causado por las pérdidas en las válvulas. El segundo efecto es el de distorsionar las líneas de compresión y de expansión, causado por las fugas y la transferencia interna de calor. El tercer efecto consiste simplemente en agregar la potencia necesaria para superar la fricción mecánica.

Al acumular las pérdidas de potencia se encuentran algunos efectos importantes provenientes de las válvulas, en tanto que otros efectos ocasionados por fugas y calentamiento son un poco menores en la mayoría de las aplicaciones.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías como la Dresser-Rand recomiendan emplear un valor de 0.85 como un primer intento para el servicio lubricado y se deduce un 0.05 adicional para el servicio no lubricado, de un solo efecto, o ambos [1].

Por lo general, se acepta que la eficiencia mecánica es de alrededor de 0.95, y este valor lo recomiendan la mayoría de los fabricantes [1].

#### **2.2.4. El gas ideal**

Muchos procesos de compresión pueden describirse empleando la ley del gas ideal.

$$P * V = m * T * \frac{10.73}{MW} \quad (16)$$

Donde:

$P = \text{presión, Psia}$

$V = \text{volumen, ft}^3$

$m = \text{masa, lbm}$

$MW = \text{peso molecular, lbm/mol}$

$T = \text{temperatura, Rankine}$

Esto, junto con una descripción de un proceso isoentrópico nos permite describir en forma teórica un proceso de compresión. Esta ecuación es:

$$P * V^n = \text{constante} \quad (17)$$

Donde,  $n$  es la relación de calores específicos.

La temperatura de descarga puede estimarse como una temperatura politrópica al final del proceso de compresión. Esto se da mediante la siguiente expresión.

$$T_d = T_s * r^{(n-1)/n} \quad (18)$$

Donde:

$T_d =$  temperatura de descarga, Rankine

$T_s =$  temperatura de succión, Rankine

$r =$  relación de presión.

### 2.2.5. El gas real

Ningún gas es verdaderamente ideal. Para aproximar un gas ideal se emplea un concepto llamado factor de compresibilidad. Este factor se emplea para representar la diferencia entre un gas real y un gas ideal. Al emplear este factor, la ecuación puede volverse a escribir como:

$$P * V = Z * m * T * \frac{10.73}{MW} \quad (19)$$

Donde,  $Z$  es el factor de compresibilidad.

Este factor se obtiene al emplear una ecuación de estado apropiada que describe con más exactitud las propiedades del gas. El proceso politrópico aún se describe como:

$$P * V^n = constante \quad (20)$$

Donde,  $n$  es ahora el exponente volumétrico isoentrópico definido por las propiedades del gas real.

La temperatura de descarga se describe mediante

$$T_d = T_s * r^{(n_t-1)/n_t} \quad (21)$$

Donde,  $n_t$  es el exponente de la temperatura politrópica definido por las propiedades del gas real.

### 2.2.6. El desplazamiento y espacio libre del compresor

El desplazamiento de un compresor para un cilindro de doble efecto se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Disp} = (2 * A_p - A_r) * S * \frac{\text{RPM}}{1728} \quad \text{dado en CFM} \quad (22)$$

En donde:

$A_p = \text{área del pistón, in}^2$

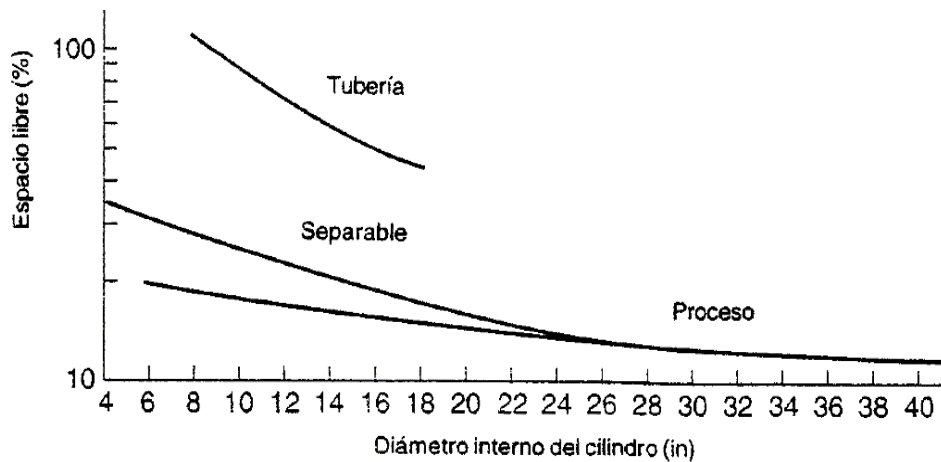
$A_r = \text{área del vástago del pistón, in}^2$

$S = \text{carrera, in}$

$\text{RPM} = \text{velocidad de rotación}$

El espacio libre volumétrico del cilindro es un factor importante para calcular la capacidad del compresor. Para calcular dicha capacidad, en el dimensionamiento inicial se recomienda emplear los valores presentados en la figura 6. Esta figura proporciona los valores aproximados de espacio libre para tres clases de compresores.

Figura 6. Tipo de cilindro versus espacio libre.



Tomado de: (Dresser-Rand Company, Painted Post, N4 Y)

### **2.2.7. Etapas o escalonamientos**

La primera decisión que debe tomarse, cuando se está diseñando un proceso de compresión de gases, corresponde al número de etapas de compresión que se utilizarán. Esto depende de muchos factores, y la evaluación se basa en las siguientes consideraciones:

1. Temperatura de descarga
2. Eficiencia general
3. Cargas estructurales
4. Eficiencia volumétrica

Los dos factores que tienen el mayor efecto sobre la confiabilidad del compresor son la temperatura de descarga y la eficiencia volumétrica. Cuando las temperaturas de descarga exceden los 149°C (300°F) en los compresores que utilizan aceite mineral para la lubricación del cilindro, se observa una disminución en la confiabilidad. Esto se debe, sobre todo, al rompimiento del aceite lubricante y a los depósitos resultantes que ocasionan un alto desgaste y problemas en las válvulas.

Para calcular la eficiencia volumétrica de descarga, evalúe la eficiencia volumétrica de succión a partir de la ecuación 14. La eficiencia volumétrica de descarga está dada según Bloch [1] por la siguiente ecuación:

$$\eta_{vd} = \frac{\eta_v}{r^{1/n}} \quad (23)$$

### **2.2.8. Fundamentos del dimensionamiento de los compresores.**

El siguiente método paso a paso se recomienda para dimensionar el compresor. Aunque pueda parecer que el dimensionamiento es un asunto de seguir reglas de receta de cocina, se necesita bastante buen juicio y experiencia *para* hacerlo bien.

Para realizar una selección de un compresor recíprocante y los cálculos de dimensionamiento, debe tenerse la siguiente información [1]:

1. Requisitos de capacidad (convertir a MMSCFD)
2. Presión y temperatura de succión inicial
3. Temperatura del medio refrigerante y la temperatura de aproximación deseada, que determina las temperaturas de succión entre etapas.
4. Presión final de descarga
5. Cualquier información de aplicación especial, que está relacionada con las necesidades particulares del usuario.

### **2.2.9. Determinación del número de etapas**

Inicialmente se calcula la relación de presión, a través del cilindro. Si ésta excede a 5, es probable que se necesiten dos o más etapas. Suponga no más de un promedio de 3 como la relación por etapa, a menos que la temperatura de descarga lo permita. Utilice la ecuación 8 para determinar el número de etapas.

$$r_s = (r_t)^{1/N_s} \quad (8)$$

Dónde:

$r_s$ = relación de presión de la etapa

$r_t$ = relación total

$N_s$ = número de etapas

### **2.2.10. Determinación del diámetro interior del cilindro**

Para determinar los diámetros interiores del cilindro para cada etapa, utilice la figura 6 y la información de la carrera y velocidad de la tabla 1. Esto se realiza por

el método de prueba y error. El diámetro interior del cilindro necesario debe determinarse mediante la capacidad necesaria. Recuerde que la capacidad necesaria debe dividirse entre el número total de cilindros empleados en cada etapa.

Tabla 1. Tamaños más comunes de bastidores y geometrías disponibles de los principales fabricantes de compresores recíprocos

Símbolo del bastidor	Carga estructural, lb	Carrera, in	Velocidad r/min	Número máximo de excéntricas	Diámetro del vástago, in	Diámetro interior máximo del cilindro, in
<b>Bastidores separables de alta velocidad</b>						
A	26 500	5.0	1200	4	2.0	22.50
B	50 000	6.0	1200	6	2.50	26.50
<b>Bastidores para impulsor eléctrico</b>						
C	10 000	6.0	720	2	1.50	14.00
D	22 000	12.0	400	4	2.00	27.50
E	44 000	15.0	360	6	3.00	42.00
F	72 000	15.0	360	8	3.50	42.00
G	90 000	15.0	360	10	4.00	42.00
H	145 000	15.0	350	10	5.00	42.00
I	170 000	15.0	360	10	5.25	42.00
<b>Motores integrales</b>						
J	80 000	19.0	300	5	4.00	17.50
K	105 000	19.0	330	8	4.50	17.50

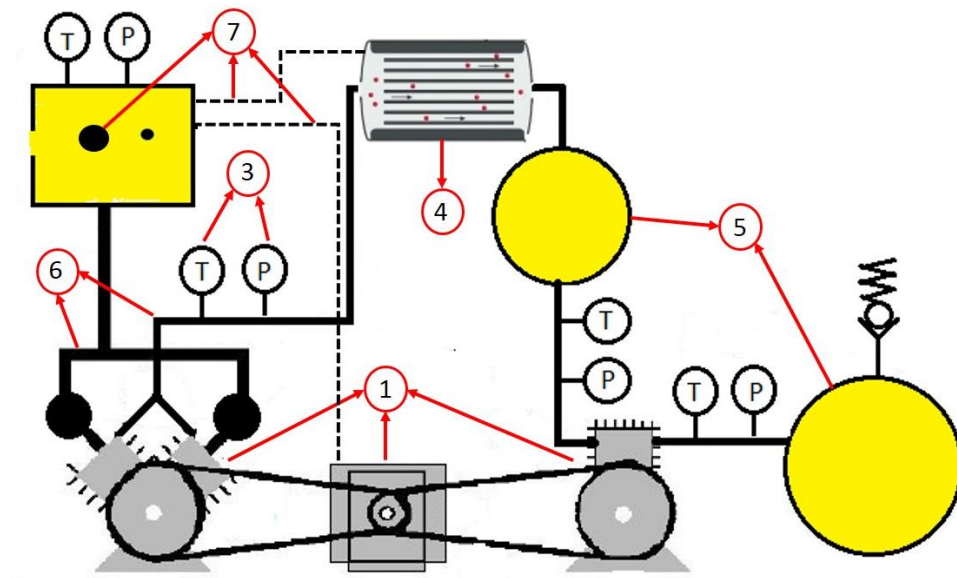
Tomado de: Bloch, Heinz P. Guía práctica para la tecnología de los compresores [1].

### 3. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE COMPRESORES ALTERNATIVOS.

El dispositivo experimental desarrollado en este proyecto de grado está conformado por las siguientes partes, véase la figura 7.

1. **Sistema de compresión:** consta de un motor trifásico y dos compresores.
2. **Sistema de transmisión de potencia:** consta de ocho poleas y dos bandas.
3. **Elementos de medición:** temperatura, presión, caudal y potencia.
4. **Sistema de refrigeración:** consta de un intercambiador y un ventilador.
5. **Sistema de almacenamiento:** consta de dos tanques.
6. **Conexiones neumáticas:** compuesta por tuberías y mangueras.
7. **Sistema eléctrico:** consta de un contactor, dos interruptores y conexiones eléctricas.
8. **La estructura.**

Figura 7. Componentes de banco de pruebas:

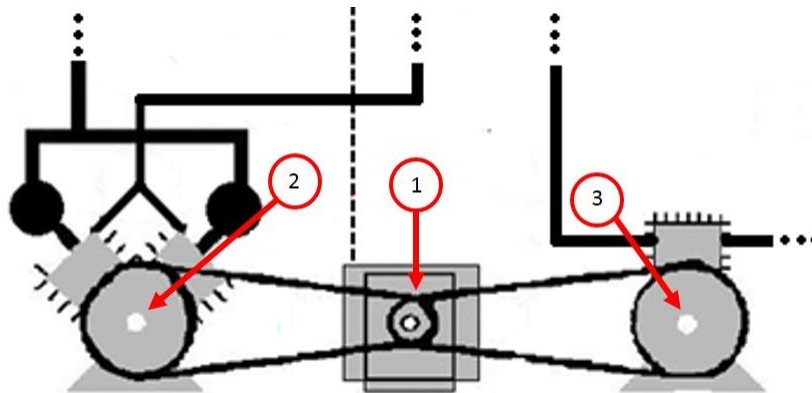


Fuente: Los autores.

### 3.1. SISTEMA DE COMPRESIÓN

La función de este sistema es comprimir el aire que se encuentra a presión atmosférica pasando por dos etapas de compresión, usando para esto un motor trifásico de 3 HP (1), un compresor bicilíndrico para la primera etapa (2) y un compresor mono cilíndrico de menor capacidad en la segunda etapa (3), como se muestra la figura 8.

Figura 8. Esquema del sistema de compresión.



Fuente: Los autores.

#### 3.1.1. Compresores.

Se tomó como base la selección del compresor mono cilíndrico de menor capacidad que se pudiera encontrar en el mercado, para construir el sistema lo más pequeño y económico posible.

**3.1.1.1. Compresor de segunda etapa.** Se seleccionó el compresor monocilíndrico modelo 1065A de la marca KTC, véase la figura 9, que tiene las siguientes especificaciones técnicas y que se dan en la tabla 2.

Figura 9. Compresor de la segunda etapa.



Tomado de: Catálogo KTC

Se seleccionó el compresor 1065A ya que es el compresor con el menor caudal de aire que se encontró en el mercado, logrando así que el sistema tuviera un consumo de potencia mínimo y reduciendo los costos de construcción.

Tabla 2. Especificaciones del compresor de segunda etapa.

<b>Modelo</b>		<b>430-1065A</b>	
<b>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</b>			
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 1	Diám. Polea (Pulg)	10
Consumo L/min	150	Desplazamiento (mm)	38
CFM	5,30	Espacio libre	5%
<b>DIMENSIONES Y PESOS</b>			
Largo x Ancho x Alto (mm)	230 x 215 x 285	Peso Neto (Kg)	9,2

Tomado de: Catálogo KTC

**3.1.1.2. Compresor de la primera etapa.** Se seleccionó el compresor bicilíndrico 2065A de la marca KTC, véase la figura 10, teniendo en cuenta el cambio del volumen del aire después de la primera etapa de compresión y del interenfriamiento, es decir, asumiendo que los caudales de aire impulsados por ambos compresores (1065A y 2065A) a condiciones standard son iguales. En la tabla 3 se dan las especificaciones correspondientes para el compresor de primera etapa, tomadas directamente del fabricante.

Figura 10. Compresor de primera etapa.



Tomado de: Catálogo KTC.

Tabla 3. Especificaciones del compresor de primera etapa.

<b>Modelo</b>		<b>430-2065A</b>	
<b>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</b>			
<b>Diám. Pistón (mm) x Cant.</b>	<b>65 x 2</b>	<b>Diám. Polea (Pulg)</b>	<b>10,5</b>
<b>Consumo L/min</b>	<b>330</b>	<b>Desplazamiento (mm)</b>	<b>46</b>
<b>CFM</b>	<b>11,65</b>	<b>Espacio libre</b>	<b>6,5%</b>
<b>DIMENSIONES Y PESOS</b>			
<b>Largo x Ancho x Alto (mm)</b>	<b>400 x 285 x 335</b>	<b>Peso Neto (Kg)</b>	<b>21</b>

Tomado de: Catálogo KTC

### 3.1.2. Motor eléctrico.

Se seleccionó un motor de 3 Hp, trifásico y 1730 Rpm, véase la figura 11, teniendo en cuenta la potencia teórica consumida por cada uno de los compresores en el caso en que las relaciones de compresión son iguales para las dos etapas, y trabajando a una presión nominal de 110 psi.

Se seleccionó una velocidad de motor de 1730 RPM ya que permite modificar las velocidades de los compresores (que varían entre 500 y 1000 RPM) de una manera más sencilla con relación al motor de 3600 RPM. En la tabla 4 se muestran los datos técnicos del motor trifásico que se ha utilizado para el banco de pruebas.

Figura 11. Motor de 3 HP trifásico.



Fuente: Autores.

Tabla 4. Datos técnicos nominales del motor.

<b>hp</b>	3	<b>Factor de potencia</b>	0,82
<b>kw</b>	2.2	<b>Velocidad nominal rpm</b>	1730
<b>F.s</b>	1,15	<b>Torque nominal Nm</b>	12,86
<b>Corriente nominal [A]</b>	9,6	<b>Peso Kg</b>	22
<b>Eficiencia</b>	74,6		

Tomado de: Catálogo Siemens.

Para más detalles de la selección del sistema de compresión ver Anexo B.

### **3.2. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.**

Este sistema consta de una correa para cada compresor, y 8 poleas que serán intercambiadas según la necesidad de la practica con el fin de variar el comportamiento del sistema de compresión, es decir, al variar las poleas conductoras (las que van acopladas al eje del motor) podemos obtener diferentes relaciones de compresión en las dos etapas del sistema.

#### **3.2.1. Poleas conducidas.**

Estas son las poleas que van acopladas a los ejes de los dos compresores y tienen las siguientes dimensiones: la polea de primera etapa tiene un diámetro de 10,5 pulgadas y la del compresor de segunda etapa un diámetro de 10 pulgadas. Véase la figura 12, polea 2<sup>da</sup> etapa (der.) y polea 1<sup>ra</sup> etapa (izq.)

Figura 12. Poleas conducidas.



Fuente: Autores.

### 3.2.2. Poleas conductoras.

Estas son las poleas que van acopladas en el eje del motor y por su menor tamaño y mayor facilidad para desmontarlas, son las que fueron usadas para variar las velocidades del compresor de segunda etapa, véase la tabla 5.

Tabla 5. Velocidades de los compresores.

Velocidad del motor.	Ø polea conductora compresor 1 <sup>ra</sup> etapa	Velocidad compresor 1 <sup>ra</sup> etapa (Ø polea 10,5 in)	Ø polea conductora compresor 2 <sup>da</sup> etapa	Velocidad compresor 2 <sup>da</sup> etapa (Ø polea 10 in)
1730 RPM	5,5 in	906 RPM	3 in	519 RPM
			3,5 in	606 RPM
			4 in	692 RPM
			4,5 in	789 RPM
			5 in	865 RPM

Fuente: Los Autores.

En la figura 13 se muestran las poleas que se emplean para la variación de la velocidad del compresor de segunda etapa, logrando así un cambio en la relación de compresión de las dos etapas, véase la tabla 6.

Figura 13. Poleas conductoras.



Fuente: Los Autores.

Para facilitar el proceso de estudio de las relaciones de compresión, se decidió variar solo la polea conductora que comunica con el compresor de segunda etapa (1065A) dejando fija la polea conductora que comunica el movimiento al compresor de segunda etapa, la cual tiene un diámetro de 5,5 pulgada, obteniendo así las relaciones de compresión de cada etapa, véase la tabla 6.

Tabla 6. Poleas conducidas y relaciones de compresión, diámetros en pulgadas.

<b>Diámetro de la polea de primera etapa</b>	<b>Diámetros de poleas de segunda etapa</b>	<b>Relación de compresión de primera etapa</b>	<b>Relación de compresión de segunda etapa</b>
<b>5,5</b>	<b>5</b>	<b>2,76</b>	<b>3,93</b>
	<b>4,5</b>	<b>3,00</b>	<b>3,60</b>
	<b>4</b>	<b>3,29</b>	<b>3,27</b>
	<b>3,5</b>	<b>3,66</b>	<b>2,98</b>
	<b>3</b>	<b>4,15</b>	<b>2,58</b>

Fuente: Los autores.

Para más detalles de los cálculos de las relaciones de compresión ver el Anexo B.

### **3.3. ELEMENTOS DE MEDICIÓN.**

Conformado por todos los sensores necesarios para obtener los datos requeridos para la realización de las prácticas experimentales, los cuales se dividen en cuatro grupos detallados a continuación.

#### **3.3.1. Termómetros.**

Se instalaron termómetros analógicos con bulbo de una pulgada, acopladas a los codos que se conectaron en las entradas y salidas de cada uno de los compresores. Teniendo en cuenta las temperaturas que teóricamente pueden

alcanzar en cada etapa se seleccionaron termómetros con un rango de temperaturas de 0°C - 200°C, véase la figura 14.

Figura 14. Termómetro Analógico.



Fuente: Los autores.

### 3.3.2. Manómetros.

El manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local. Se instalaron manómetros con glicerina, véase la figura 15, a causa de las fluctuaciones de presión propias del sistema de aire comprimido además de las vibraciones generadas por los compresores, eliminando de esta manera posibles imprecisiones en la toma de datos de presión. Estos fueron instalados de manera remota y ubicados sobre la mesa del banco para tener comodidad a la hora de la lectura de los datos.

Se usaron 3 manómetros, el primer manómetro es para medir la presión de salida del primer compresor, el segundo manómetro es para medir la presión de entrada al segundo compresor y calcular así las pérdida por el interenfriador y el tanque amortiguador, y el tercer manómetro es para medir la presión a la salida del

segundo compresor obteniendo de esta manera la presión final del sistema de compresión en dos etapas, el rango de presión de cada uno de los manómetros es de 0 – 160 Psi.

Figura 15. Manómetros de glicerina.



Fuente: Los autores.

### 3.3.3. Medición de caudal.

El anemómetro es un instrumento de medición para determinar la velocidad instantánea del viento, en el caso del anemómetro de rotación está dotado de hélices unidas a un eje central cuyo giro, proporcional a la velocidad del viento, es registrado convenientemente; en los anemómetros magnéticos, dicho giro activa un diminuto generador eléctrico que facilita una medida precisa.

En la figura 16 se muestra el anemómetro que se utilizó para la toma de datos en las prácticas realizadas en el banco de compresores, este anemómetro tiene un rango de velocidad de 0 a 30 m/s y puede medir temperaturas hasta un máximo de 70°C

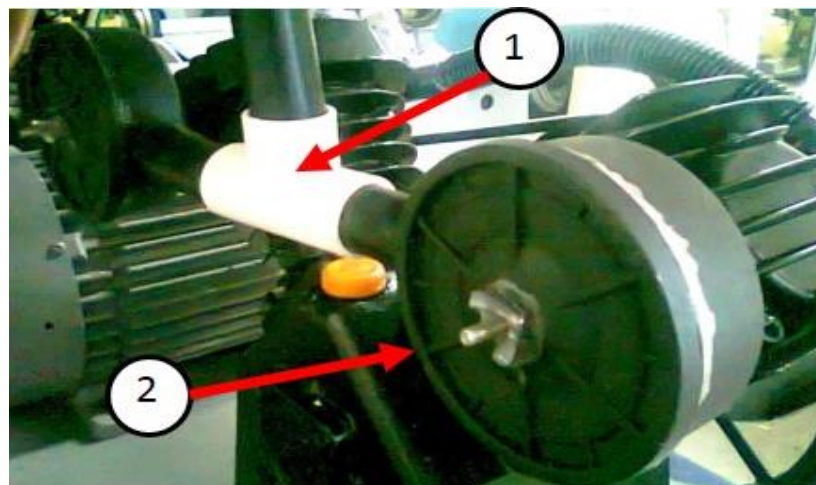
Figura 16. Montaje para la medición de velocidad del aire con el anemómetro.



Fuente: los autores.

Se calculó el caudal que entra al compresor de primera etapa midiendo la velocidad del aire que pasa a través de los tubos que conectan a los filtros de entrada del compresor, véase la figura 17, y con las dimensiones de la sección transversal de dichos tubos. Ducto para medir flujo de aire (1) y Filtro de aire (2).

Figura 17. Montaje de filtros de aire del compresor de primera etapa.



Fuente: Los autores.

### 3.3.4. Medición de potencia.

Se usó la pinza amperimétrica UT231 de la marca UNI-T la cual es una útil herramienta que cuenta con las siguientes funciones de medición:

- DC/AC voltaje y corriente
- Temperatura
- Resistencia
- Frecuencia
- Potencia activa y absoluto
- Potencia reactiva
- Coeficiente de potencia
- Ángulo de fase
- Energía activa

En la tabla 7 se muestran los rangos de medición y de precisión de la pinza amperimétrica UT 231, de acuerdo al dato que se mida.

Tabla 7. Especificaciones técnicas de la pinza amperimétrica UT 231

Basic Functions	Range	Best Accuracy
AC Voltage	15V/100V/300V/600V	$\pm(1.2\%+5)$
AC Current	40A/100A/400A/1000A	$\pm(2\%+5)$
Active Power	0.01kW-600kW	$\pm(3\%+5)$
Apparent Power	0.01kVA-600kVA	$\pm(3\%+5)$
Reactive Power	0.01kVAr-600kVAr	$\pm(4\%+5)$
Power Factor	0.3~1(Capacitive or Inductive )	$\pm(0.02+2)$
Phase Angle	0°C~360°C	$\pm 1^\circ$
Frequency	20Hz-500Hz	✓
Active Energy	1~9999 kWh	$\pm(3\%+2)$
Temperature	-50°C~1000°C -50°F~1832°F	$\pm(1\%+3)$ $\pm(1\%+5)$

Fuente: Catálogo UT.

La toma de datos se realizó midiendo la potencia real consumida por cada fase y calculando la potencia real total consumida por el motor, para esto se hizo un montaje facilitando las conexiones de la pinza a cada una de las fases, véase la figura 18.

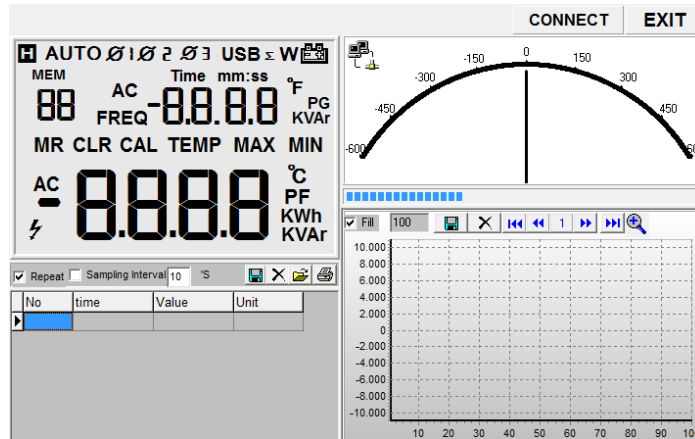
Figura 18. Montaje para medición de potencia.



Fuente: los autores.

Esta pinza amperimétrica cuenta con un programa de adquisición de datos, véase la figura 19, el cual realiza una tabla con los datos medidos en una cantidad de tiempo e intervalos de tiempo escogidos por el usuario, para nuestras pruebas escogimos intervalos de tiempo de 1 segundo y una duración total de 30 segundos por cada toma de datos.

Figura 19. Programa de adquisición de datos UT 231.



Fuente: Los autores.

### 3.4. EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

El sistema de refrigeración está conformado por un ventilador (1) y un radiador (2), véase la figura 20. Su función es enfriar el aire que ha sido previamente calentado por efecto de la primera fase de compresión hasta la temperatura ambiente, logrando así una disminución del volumen del aire que será posteriormente comprimido en la segunda etapa del sistema.

Figura 20. Conjunto radiador ventilador.



Fuente: Los autores

### 3.4.1. Intercambiador de calor.

Los radiadores tienen como función el intercambio de calor entre dos fluidos, disminuyendo la temperatura de uno de ellos al utilizar un gran número de superficies extendidas con una longitud de paso específica. De esta manera, al pasar el fluido por el radiador perderá calor por conducción a través de las superficies extendidas, y También se retirará el calor por la convección forzada que se produce debido al flujo cruzado proveniente del ventilador.

El radiador utilizado, ver figura 21, fue seleccionado con el propósito de disminuir la temperatura del aire comprimido hasta la temperatura ambiente, por esta razón seleccionamos un condensador de aire acondicionado usado en el campo automovilístico, con unas dimensiones de alto y ancho de 11 y 19 pulgadas respectivamente, y un espesor de 1 pulgada, con el cual se pudo disminuir la temperatura del aire a la entrada del segundo compresor a niveles aproximados de temperatura ambiente.

Figura 21. Radiador del sistema de interenfriamiento.



Fuente: Los autores

### 3.4.2. Ventilador.

Los ventiladores son usados normalmente para enfriar un fluido por medio de convección forzada, para ellos suministran un corriente de aire a través del rápido movimiento de la hélice, permitiendo retirar el calor que contiene el fluido.

Se seleccionó un ventilador, ver figura 22, con 5 hélices en acero inoxidable de 10 cm de longitud las cuales son impulsadas por un motor de 110 V que consume 70 W y gira a una velocidad de 1500 rpm.

Figura 22. Ventilador del sistema de interenfriamiento.



Fuente: Los autores

### 3.5. CONEXIONES NEUMÁTICAS.

Su función es transportar el fluido por las diferentes etapas del sistema, se usaron 3 tipos de conexiones: tubería de cobre, mangueras de caucho y manguera reforzada de acero inoxidable.

La tubería de cobre, véase la figura 23, se usó para conectar la salida de aire del compresor de primera etapa con el radiador, ya que el aire transportado en esta etapa del sistema tiene como mínimo una temperatura de 80°C, como se observó en el funcionamiento del banco, impidiendo el uso de una manguera.

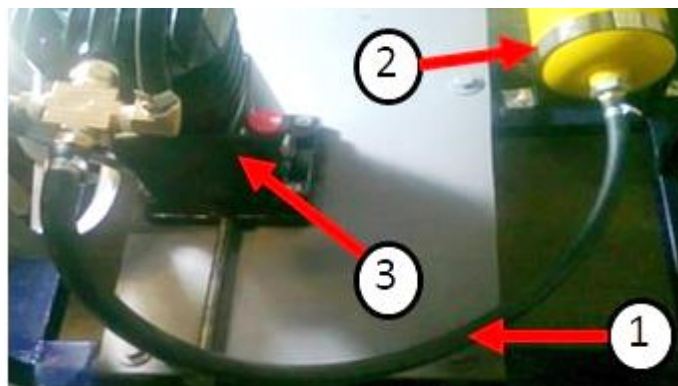
Figura 23. Tubería de cobre.



Fuente: Los autores.

Para conectar la salida del tanque amortiguador (2), que contiene el aire que ha sido previamente enfriado, con el compresor de segunda etapa (3), véase la figura 24, se usó una manguera de 3/8 pulgada que soporta una presión máxima de 200 psi. En esta fase era necesario usar una conexión flexible (1), ya que el compresor de segunda etapa debe tener la posibilidad de desplazarse para poder tensionar o destensionar la banda que transmite el movimiento al compresor permitiendo el cambio de las poleas del motor durante el desarrollo de las prácticas.

Figura 24. Conexión por manguera entre tanque pulmón y compresor de segunda etapa.



Fuente: Los autores.

La conexión entre la salida del compresor de segunda etapa y el tanque final de almacenamiento, véase la figura 25, se hizo mediante una manguera de acero inoxidable ya que como se mencionó anteriormente a este compresor debe tener libertad de desplazamiento para poder hacer el cambio de las poleas, además de esto la manguera soporta las altas temperaturas de salida del aire comprimido que oscilan entre los 110° C.

Figura 25. Conexiones de entrada y salida del compresor de segunda etapa.

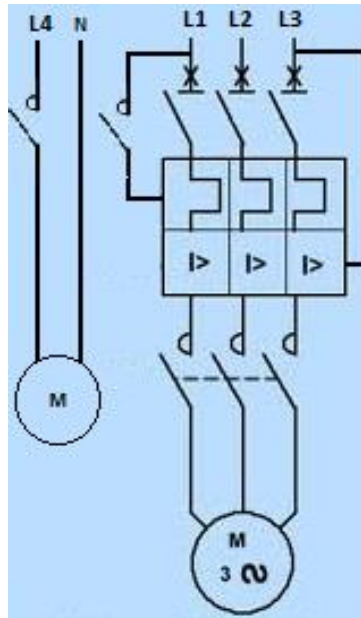


Fuente: Los autores.

### 3.6. SISTEMA ELÉCTRICO.

Su función es controlar el encendido y apagado del motor trifásico que suministra la potencia a los compresores y al motor del sistema de refrigeración, para esto cuenta con un contactor y dos interruptores, como se muestra la figura 26.

Figura 26. Esquema del sistema eléctrico del banco



Fuente: Los autores.

### 3.6.1. Contactor.

Es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente tan pronto se de tensión a la bobina. Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción.

El contactor instalado en el banco de pruebas es el encargado de abrir el circuito de alimentación del motor trifásico, el cual es accionado por medio de un interruptor el cual está ubicado en el panel de mando del banco, véase la figura 27, este contactor trabaja a 220 voltios y 60 Hz.

Figura 27. Contactor.



Fuente: Los autores.

### 3.6.2. Interruptores.

Un interruptor eléctrico es en su función más básica un dispositivo que permite desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica.

El sistema eléctrico del banco de pruebas cuenta con dos interruptores, véase la figura 28, los cuales realizan la función de accionar el contactor que energiza el motor trifásico del sistema y accionar el motor del ventilador del sistema de refrigeración.

Figura 28. Interruptores.



Fuente: Los autores.

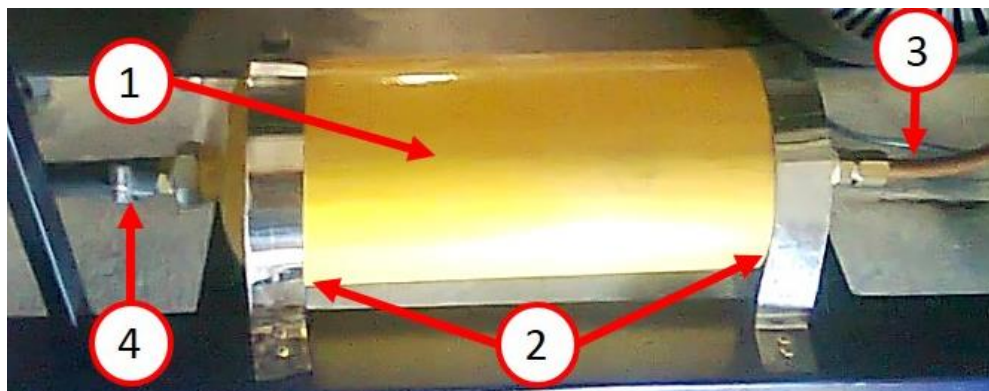
### 3.7. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO.

Está compuesto por dos tanques, y cumplen la función de almacenar fluido y presión en dos puntos del sistema: el primero está ubicado entre la primera y la segunda etapa justo después del radiador (tanque amortiguador), el segundo se ubicó a la salida del segundo compresor y el que almacena la presión final del sistema.

#### 3.7.1. Tanque amortiguador.

Su función es contener el fluido que ha sido previamente enfriado luego de la primera etapa de compresión, haciendo que el suministro de aire para la segunda etapa de compresión sea constante, eliminando así el efecto de las pulsaciones del fluido propias de los compresores recíprocos, véase la figura 29, el tanque (1) tiene un volumen total de 2,5 litros y está sujeto por un par de abrazaderas metálicas (2) las cuales sujetan el tanque a la estructura, al tanque llega un tubo de cobre desde el sistema de interenfriamiento (3) y sale una manguera hasta la entrada del segundo compresor (4).

Figura 29. Tanque amortiguador.



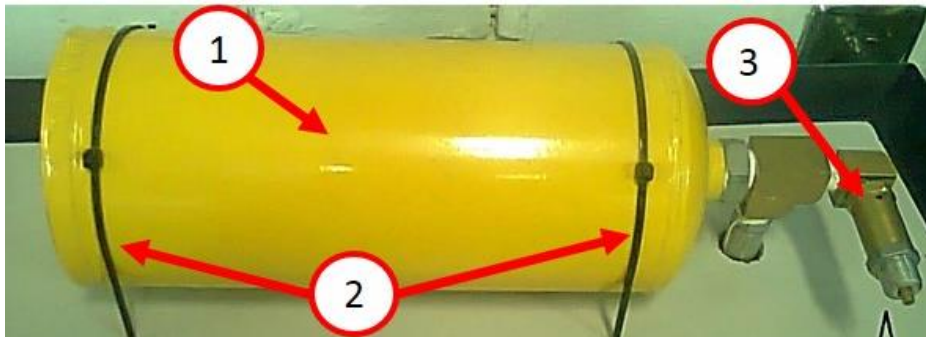
Fuente: Los autores.

### 3.7.2. Tanque final de almacenamiento.

Su función es la de almacenar la presión final del sistema luego que ha sido previamente comprimido en las dos etapas, es un tanque, ver la figura 30, de poca capacidad ya que de esta manera el tiempo de llenado es más corto y es necesario que para empezar la toma de datos, el tanque alcance la presión deseada y se estabilice. Al igual que el tanque amortiguador, el tanque de descarga (1), tiene un volumen de 2,5 litros y está sujeto a la lámina de madera de la estructura, mediante abrazaderas plásticas (2).

Para logra estabilidad en el sistema se requiere que la presión del tanque final de almacenamiento sea estable, para este propósito se instaló una válvula de alivio (3) en el tanque, la cual permite la salida del aire que continuamente suministra el sistema de compresión, manteniendo la presión estable. Esta válvula permite tarar la presión de manera sencilla logrando cambiar las condiciones de operación del sistema.

Figura 30. Tanque final de almacenamiento.



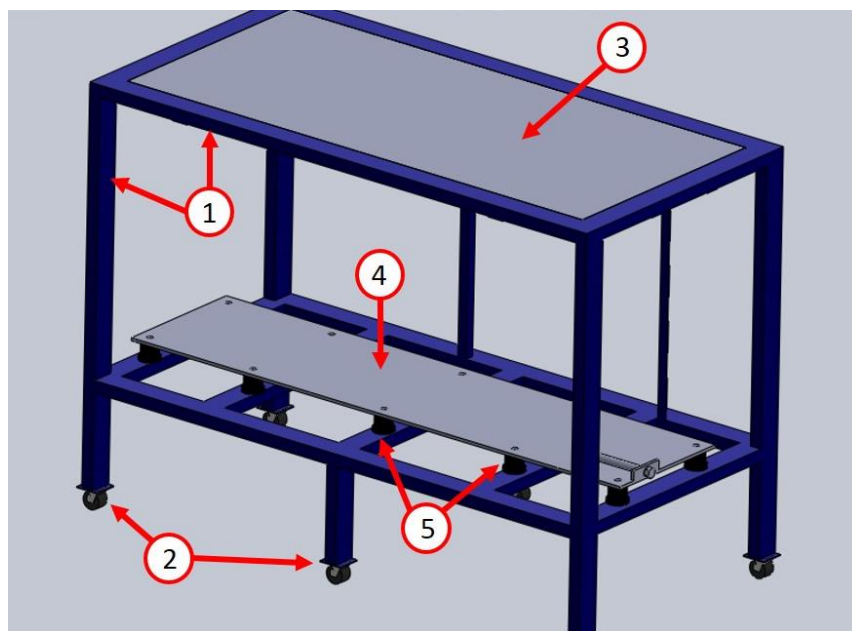
Fuente: Los autores.

### 3.8. LA ESTRUCTURA

La estructura (1) está elaborada de un tubo de acero con perfil rectangular de 2x1 pulgadas, véase la figura 31, soportado por tres pares de ruedas (3), en la parte

superior se colocó una lámina de madera (2) donde se ubicó la caja de control de encendido, el tanque de descarga, el sistema de medición de potencia y 3 manómetros. En la parte trasera de la estructura se construyó un soporte para poner el sistema de refrigeración que consta de un radiador y su respectivo ventilador.

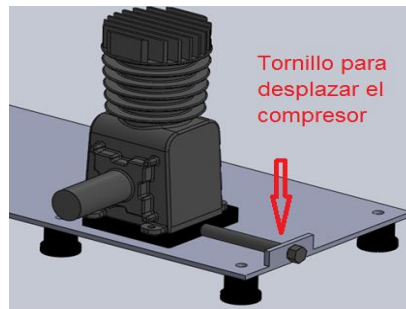
Figura 31. La estructura.



Fuente: Los autores.

La estructura cuenta con una lámina en acero de  $\frac{1}{4}$ " de espesor (4), sobre la cual se instalaron los dos compresores y el motor, esta lámina está sobre 5 pares de amortiguadores de caucho (5), para poder eliminar las vibraciones alternativas generadas por el movimiento del pistón en cada uno de los compresores, también cuenta con un sistema tensor en el compresor de segunda etapa para facilitar el cambio de las poleas en el motor, véase la figura 32.

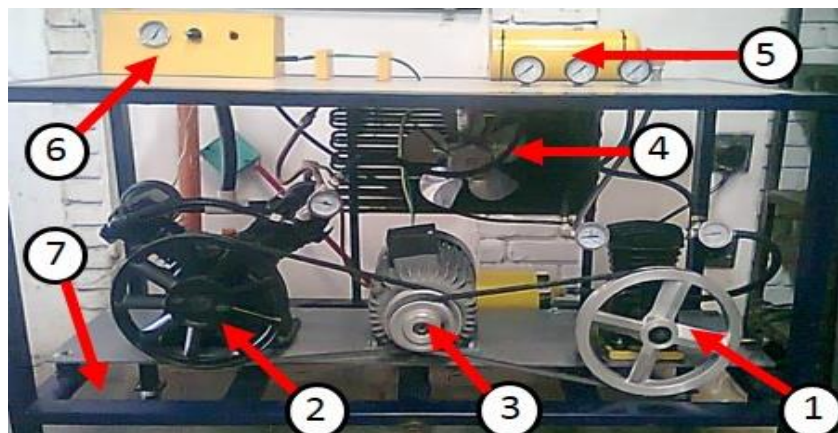
Figura 32. Sistema para tensionar la banda del compresor de segunda etapa.



Fuente: Los autores.

Finalmente después de describir cada uno de los componentes del banco de compresores recíprocos, se realiza el ensamblaje del banco junto con todos los componentes que lo conforman, para luego realizar en el siguiente capítulo, las prácticas de laboratorio descritas previamente en los objetivos específicos. La figura 33, muestra los elementos más constitutivos del banco de compresores recíprocos: El compresor de 2<sup>da</sup> etapa (1), el compresor de 1<sup>ra</sup> etapa (2), el motor (3), el sistema interenfriador (4), el tanque descarga (5), el tablero de encendido (6) y la estructura (7).

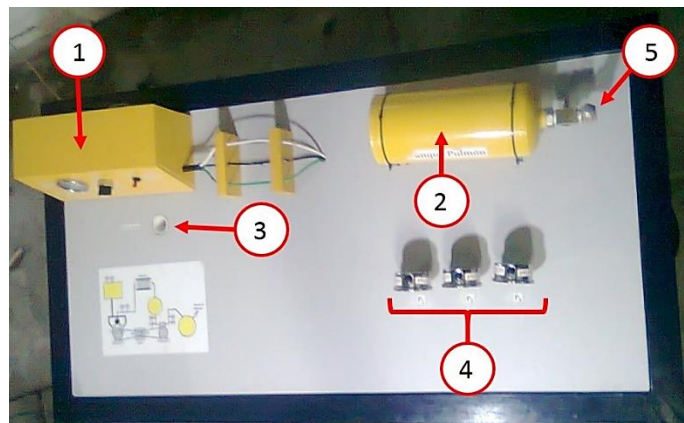
Figura 33. Vista frontal del banco de compresión en dos etapas.



Fuente: Los autores.

En la figura 34, se muestra la parte superior del banco, en donde se encuentra ubicado el tablero de control (1), el cual contiene los interruptores de encendido del banco, también está ubicado el tanque de descarga y el agujero de toma de aire del compresor de primera etapa, en el cual se mide la velocidad de succión del banco con el anemómetro.

Figura 34. Vista superior del banco de compresores.



Fuente: Los autores.

#### **4. PRUEBAS Y DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO.**

Después de ensamblar e instalar todos los componentes que conforman el banco de pruebas, se diseñaron las diferentes practicas experimentales teniendo en cuenta los siguientes objetivos:

- Graficar el ciclo de compresión de aire en dos etapas en un diagrama PV asumiendo un proceso politrópico
- Determinación del ahorro de potencia al usar un sistema de compresión en dos etapas;
- Determinación de la potencia consumida en un sistema de compresión en dos etapas en función de las relaciones de compresión de primera y segunda etapa, variando las rpm del compresor de segunda etapa mediante 5 poleas alternativas de manejo

##### **4.1. PRÁCTICA N° 15: PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DE COMPRESORES RECIPROCANTES EN DOS ETAPAS.**

Esta primera práctica se diseñó para que los estudiantes se familiarizaran con el banco de compresores reciprocantes, en el cual se les enseña una teoría básica de los componentes de un compresor recíprocante, y su funcionamiento. Véase el Anexo A, Práctica No. 15, el LMTA tiene 14 prácticas previas a esta.

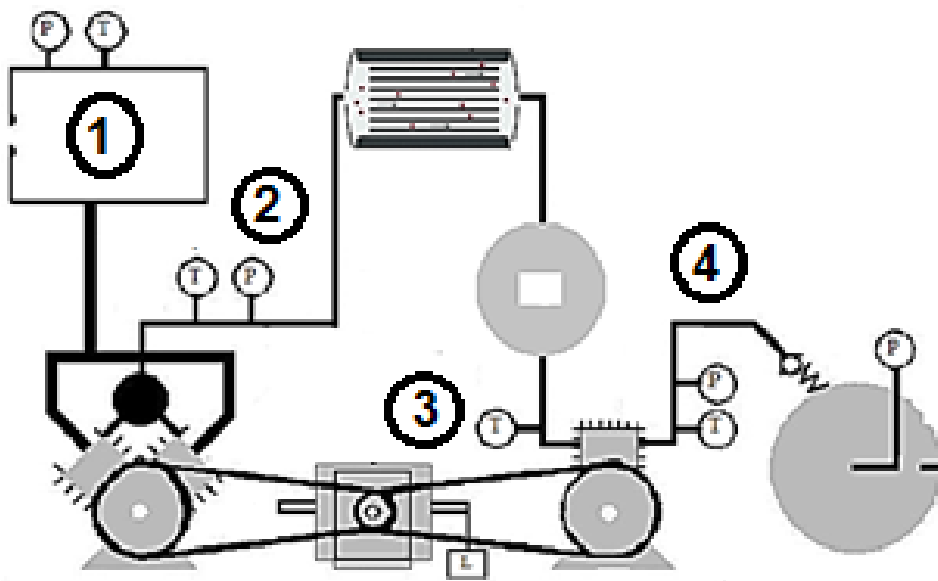
##### **4.2. PRÁCTICA N° 16: GRAFICAR EL CICLO DE COMPRESIÓN DE AIRE EN DOS ETAPAS EN UN DIAGRAMA P-V ASUMIENDO UN PROCESO POLITRÓPICO.**

La segunda práctica tiene como objetivo realizar el diagrama PV de un ciclo de compresión en dos etapas, véase el Anexo A, Práctica No. 16. Esta prueba consiste en poner en funcionamiento el banco de compresores por

aproximadamente 6 minutos para que las temperaturas se establezcan y tomar los datos de presión y temperatura de cada punto del sistema, repetir este procedimiento variando la presión final del sistema en otro valor.

En la figura 35 se muestran la ubicación de los puntos para la toma de datos, teniendo en cuenta el siguiente orden: (1) entrada al sistema de compresión. (2) salida de la primera etapa. (3) entrada a la segunda etapa. (4) salida de la segunda etapa.

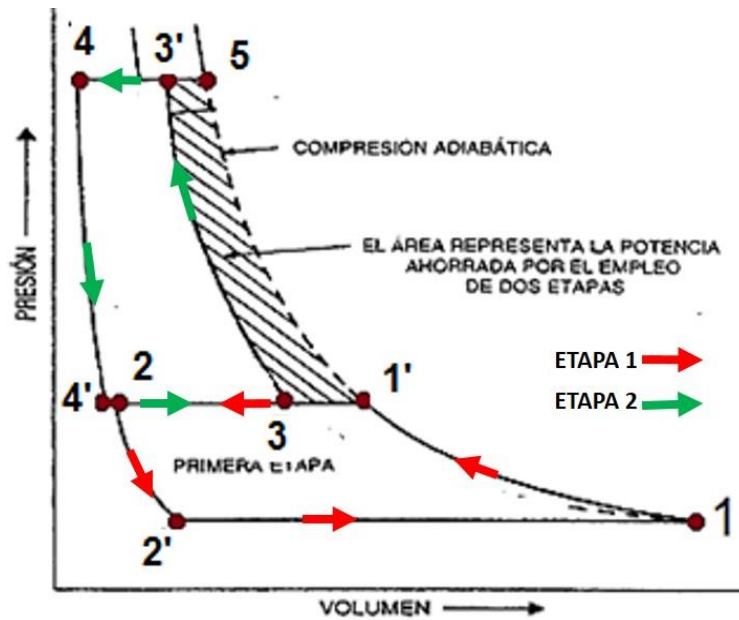
Figura 35. Puntos de medición en el sistema de compresión.



Fuente: Los autores.

A continuación se muestra en la figura 36 los puntos del sistema que deben encontrarse para poder realizar el diagrama  $P$ - $V$  que describe el proceso de compresión del banco de pruebas.

Figura 36. Puntos en el ciclo de compresión en dos etapas.



Fuente: Los autores.

En la tabla 8 se muestran los valores de los datos medidos por los manómetros y los termómetros para cada uno de los puntos del sistema.

Tabla 8. Toma de datos práctica 16.

Puntos del sistema	Presión del sistema: 110 psi		Presión del sistema: 120 psi	
	T [°C]	P [psia]	T [°C]	P [psia]
1	28	13,2	28	13,2
2	90	43,2	94	43,2
3	30	39,7	32	39,7
4	117	123,2	125	133,2

Fuente: Los autores.

#### 4.2.1. Resultados.

De los datos experimentales obtenidos en la tabla 8, se obtienen los siguientes parámetros: constante politrópica y los volúmenes ocupados por el aire en cada punto del ciclo de compresión en dos etapas.

A continuación se presentan los cálculos tipos de cada uno de los parámetros citados anteriormente, a partir de las ecuaciones descritas en el capítulo 2.

Datos del compresor de primera etapa.

- ✓  $D_1 = 6,5 [cm]$  "Diámetro del pistón"
- ✓  $S_1 = 4,6 [cm]$
- ✓  $CL_1 = 5\%$  "Volumen libre o volumen muerto"
- ✓  $rpm_1 = 916,7$  "rpm del compresor de primera etapa"
- ✓  $rpm_2 = 700$  "rpm del compresor de segunda etapa"

A continuación se pasan las temperaturas de la tabla 8 de grados Celsius a grados Kelvin, luego se calcula la relación de compresión para la primera etapa y posteriormente se despeja la constante politrópica para el compresor de primera etapa.

- ✓  $T_1 = 301,15 [K]$  "temperatura de succión"
- ✓  $T_2 = 363,15 [K]$  "temperatura de descarga"
- ✓  $p_1 = 13,2 [Psia]$
- ✓  $p_2 = 43,2 [Psia]$
- ✓  $r_1 = \frac{p_2}{p_1}$  "relación de compresión para la primera etapa"
- ✓  $T_2/T_1 = r_1^{\frac{n_1-1}{n_1}}$  "despejar n"
- ✓  $n_1 = 1,19$  "constante politrópica del primer compresor"

Calculo de los volúmenes para la primera etapa.

$$\checkmark V_1 = 2 * S_1 * 3,1416 * \frac{D_1^2}{4} = 305,3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

“Volumen ocupado al inicio de la carrera de compresión”

$$\checkmark V_{1'} = \left( \frac{P_1 * v_1^{n_1}}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_1}} = 112,3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

“Volumen ocupado por el aire en el momento de apertura de la válvula de descarga”

$$\checkmark V_2 = V_1 * CL_1 = 6,21 \text{ [cm}^3\text{]}$$

“Volumen ocupado por el aire al final de la carrera de compresión”

$$\checkmark V_{2'} = \left( \frac{P_2 * v_3^{n_1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} = 14,98 \text{ [cm}^3\text{]}$$

“Volumen ocupado por el aire en el momento de apertura de la válvula de admisión”

Calculo de la constante politrópica para el compresor de segunda etapa.

$$\checkmark T_3 = 303,15 \text{ [k]} \textit{ temperatura de succión}$$

$$\checkmark T_4 = 390,15 \text{ [k]} \textit{ temperatura de descarga}$$

$$\checkmark P_3 = 39,7 \text{ [Psia]} \textit{ “presión de succión en la segunda etapa”}$$

$$\checkmark P_4 = 123,2 \text{ [Psia]} \textit{ “presión de descarga en la segunda etapa”}$$

$$\checkmark r_2 = \frac{P_4}{P_3} \textit{ “relación de compresión de la segunda etapa”}$$

$$\checkmark T_4/T_3 = r_2^{\frac{n_2-1}{n_2}} \textit{ “despejar n”}$$

$$\checkmark n_2 = 1,29 \textit{ “constante politrópica para el compresor de segunda etapa”}$$

Datos del compresor de segunda etapa.

$$\checkmark D_2 = 6,5 \text{ [cm]} \textit{ “Diámetro del pistón del segundo compresor”}$$

$$\checkmark S_2 = 3,8 \text{ [cm]}$$

$$\checkmark CL_2 = 6,45\% \textit{ “Volumen libre o volumen muerto”}$$

Calculo de los volúmenes para la segunda etapa.

$$✓ \quad V_3 = S_2 * 3,1416 * \frac{D_2^2}{4} * \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right) = 96,29 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$✓ \quad V_{3'} = \left(\frac{P_7 * V_5^{(n_2)}}{P_8}\right)^{\frac{1}{n_2}} = 39,93 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$✓ \quad V_4 = V_5 * CL_2 = 6,21 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$✓ \quad V_{4'} = \left(\frac{P_8 * V_7^{(n_2)}}{P_7}\right)^{\frac{1}{n_2}} = 14,98 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$✓ \quad V_5 = \left(\frac{P_1 * v_1^{n_1}}{p_4}\right)^{\frac{1}{n_1}} = 46,54 \text{ [cm}^3\text{]}$$

“volumen ocupado por el aire en el caso hipotético de realizar la compresión hasta la presión final en una solo etapa”

La tabla 9 muestra los valores de los volúmenes, calculados con los datos de temperatura y presión obtenidos de la práctica, necesarios para la ubicación de cada punto en el diagrama PV.

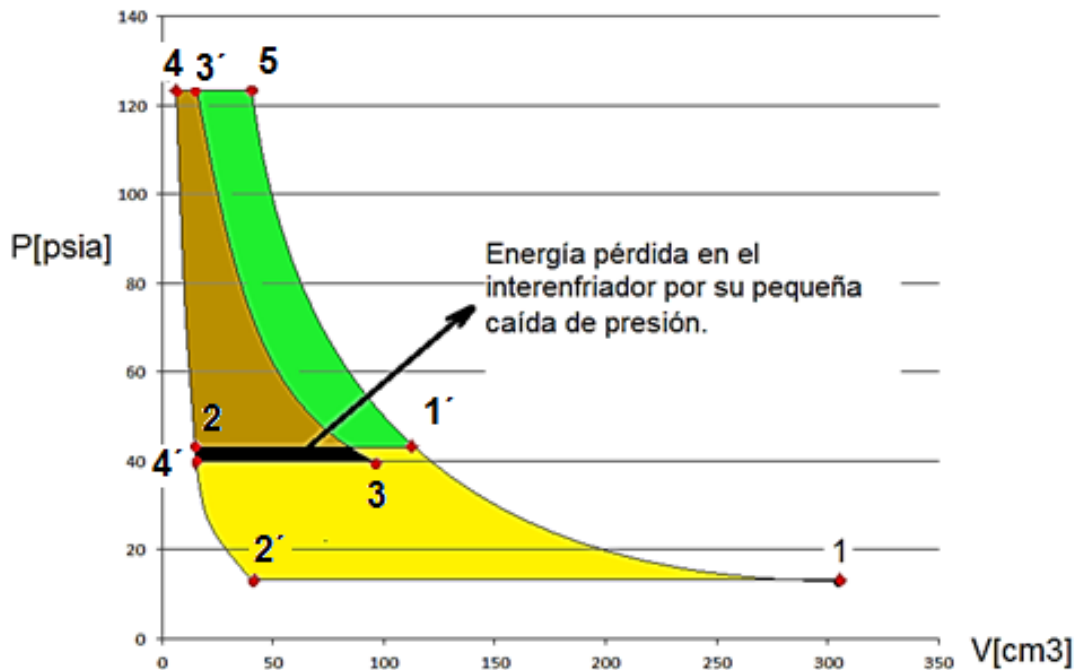
Tabla 9. Resultados obtenidos para 110 psi.

	V1 [cm3]	V1' [cm3]	V2 [cm3]	V2' [cm3]	V5 [cm3]
<b>Primera etapa</b>	305,3	112,5	15,26	41,43	46,54
	V3 [cm3]	V3' [cm3]	V4 [cm3]	V4' [cm3]	
<b>Segunda etapa</b>	96,29	39,93	6,211	14,98	

Fuente: Los autores.

En la figura 37 se ubican los puntos, previamente calculados, para un sistema de compresión en dos etapas teniendo en cuenta la pérdida de potencia en el Interenfriador, a causa de la caída de presión en el radiador.

Figura 37. Diagrama PV real del sistema de compresión en dos etapas.



Fuente: Los autores

#### 4.2.2. Análisis de resultados.

Se logró encontrar los puntos necesarios para graficar el diagrama PV del sistema de compresión en dos etapas, el cual es similar al diagrama suministrado en el marco teórico.

Se logró encontrar el área que representa la energía consumida en la compresión de primera y segunda etapa (el área amarilla y marrón respectivamente), además del área que represente el ahorro de energía de un sistema de compresión en dos etapas (área verde) comparado con un sistema de compresión en una etapa y también el área que representa las pérdidas (área negra), producto de la caída de presión entre la salida del primer compresor y le entrada del segundo.

### 4.3. PRACTICA N°17: DETERMINACIÓN DEL AHORRO DE POTENCIA AL USAR UN SISTEMA DE COMPRESIÓN EN DOS ETAPAS.

Esta práctica tiene como objetivo comparar la potencia requerida en un sistema de compresión en dos etapas, con relación al requisito de potencia de un sistema de compresión en una etapa, encontrando un porcentaje de disminución en los requisitos de potencia. Véase el Anexo A, Práctica No. 17.

Consiste en poner en funcionamiento el banco de pruebas tarando la presión final del sistema en 126 psi, tomando las lecturas de los sensores de presión, temperatura, potencia y velocidad del aire, véase la tabla 10, para luego poder hallar el requerimiento de potencia (HP/CFM) para el sistema funcionando con una etapa (retirando la correa del compresor dos, para dejar en funcionamiento solo el primer compresor), también para dos etapas (los dos compresores en funcionamiento) y compararlo.

En la tabla 10 se muestran los valores de los datos registrados por los manómetros, los termómetros, el anemómetro y la pinza UT231 para cada uno de los puntos del sistema.

Tabla 10. Toma de datos practica 17.

DATOS	Compresión en dos etapas	Compresión en una etapa
T1[°C]	25	25
T2[°C]	92	118
T3[°C]	30	
T4[°C]	126	
p1[psia]	13,2	13,2
p2[psia]	45,2	139,2
p3[psia]	40,7	
p4[psia]	139,2	
P1[Kw]	1,73	0,3
P2[Kw]	0,496	1,39
V[m/s]	17,6	13,65

Fuente: Los autores

#### 4.3.1. Resultados.

De los datos experimentales obtenidos en la tabla 10 se obtienen los siguientes parámetros: Desplazamientos, relaciones de compresión, eficiencias volumétricas, caudal, potencia.

A continuación se presentan los cálculos tipos de cada uno de los parámetros citados anteriormente, a partir de las ecuaciones descritas en el capítulo 2.

Presiones del sistema:

- ✓  $P_1 = 13,2 \text{ Psia}$
- ✓  $P_2 = 45,2 \text{ Psia}$
- ✓  $P_3 = 40,7 \text{ Psia}$
- ✓  $P_4 = 139,2 \text{ Psia}$
- ✓  $T_1 = 25 * 1,8 + 491,67 = 539,7 \text{ }^\circ R$  “temperatura de succión en grados Rankine”

Constantes de compresibilidad:

- ✓  $Z_{st} = 0,99$
- ✓  $Z = 0,99$

Constantes politrópicas teóricas.

- ✓  $n_1 = 1,4$
- ✓  $n_2 = 1,4$
- ✓  $RPM_M = 1730 \text{ rpm}$  “medido con el tacómetro”
- ✓  $D_1 = 6,5 \text{ cm}$  “ Diámetro del pistón de 1<sup>ra</sup> etapa”
- ✓  $S_1 = 4,6 \text{ cm}$  “Carrera del pistón de 1<sup>ra</sup> etapa”
- ✓  $D_{pc1} = 10,5 \text{ in}$  “Diámetro polea conductora 1<sup>ra</sup> etapa”
- ✓  $D_{p1} = 5,5 \text{ in}$  “Diámetro polea conductora 1<sup>ra</sup> etapa”
- ✓  $CL_1 = 5\%$  “Espacio muerto de 1<sup>ra</sup> etapa”

$$\checkmark \quad Rpm_1 = RPM_M * \frac{D_{p1}}{D_{pc1}} = 906,2 \text{ rpm} \quad \text{"rpm del compresor 1"}$$

$$\checkmark \quad disp_1 = \pi * \frac{D_1^2}{4} * L_1 * \frac{Rpm_1 * 2}{28317} = 9,77 [ft^3/min]$$

“volumen total menos el volumen muerto”

$$\checkmark \quad D_2 = 6,5 \text{ cm} \quad \text{"Diámetro del pistón 2<sup>da</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad S_2 = 3,8 \text{ cm} \quad \text{"Carrera del pistón de 2<sup>da</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad D_{pc2} = 10 \text{ in} \quad \text{"Diámetro polea conducida 2<sup>da</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad D_{p2} = 3,5 \text{ in} \quad \text{"Diámetro polea conductora 2<sup>da</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad CL_2 = 6,45\% \quad \text{"Espacio muerto 2<sup>da</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad Rpm_2 = RPM_M * \frac{D_{p2}}{D_{pc2}} = 692 \text{ rpm} \quad \text{"rpm del compresor 2"}$$

$$\checkmark \quad disp_2 = \pi * \frac{D_2^2}{4} * L_2 * \frac{Rpm_2}{28317} = 3,082 [ft^3/min]$$

$$\checkmark \quad r_1 = \frac{P_2}{P_1} = 3,424 \quad \text{"Relaciones de compresión 1<sup>ra</sup> etapa"}$$

$$\checkmark \quad r_2 = \frac{P_4}{P_3} = 3,42 \quad \text{"Relaciones de compresión 2<sup>da</sup> etapa"}$$

Eficiencias volumétricas por efecto del volumen muerto.

$$\checkmark \quad \eta_{v1} = 0,95 - CL_1 * \left( r_1^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right) = 0,88$$

$$\checkmark \quad \eta_{v2} = 0,95 - CL_2 * \left( r_2^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right) = 0,86$$

Caudal teórico a la entrada del sistema:

$$\checkmark \quad Q_{teórico} = 35,35 * \frac{P_1}{T_1} * \frac{Z_{st}}{Z} * disp_1 * \eta_{v1} = 7,471 \left[ \frac{ft^3}{min} \right]$$

$$\checkmark \quad A_{ane} = 0,002638 [ft^2]$$

“Área transversal del canal de viento del anemómetro”

$$\checkmark \quad \vartheta = 17,6 \left[ \frac{m}{s} \right] * 60 * 3,28 = 3464 \text{ ft/min}$$

“Velocidad del aire medido con el anemómetro”

Caudal real a la entrada del sistema:

$$\checkmark \quad Q_{real} = \vartheta * A_{ane} = 7,945 \left[ \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}} \right]$$

Eficiencias

$$\checkmark \quad \eta_c = 0,9 \quad \text{“eficiencia de compresión asumida”}$$

$$\checkmark \quad \eta_m = 0,75 \quad \text{“eficiencia mecánica dada por el fabricante del motor”}$$

Potencias requeridas por la primera y segunda etapa

$$\checkmark \quad HP_1 = 43,67 * Q_1 * \frac{n_1}{n_1-1} * (r_1^{(n_1-1)} - 1) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} = 1,55$$

$$\checkmark \quad HP_2 = 43,67 * Q_1 * \frac{n_2}{n_2-1} * (r_2^{(n_2-1)} - 1) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} = 1,353$$

$$\checkmark \quad HP_{teorico} = HP_1 + HP_2 = 3,098$$

$$\checkmark \quad HP_{real} = (0,49 \text{ Kw} + 1,73 \text{ Kw}) * 1,34 \frac{\text{HP}}{\text{Kw}} = 2,975 \text{ HP}$$

A continuación se realiza el cálculo de la potencia requerida por cada CFM estándar, para esto es necesario conocer la eficiencia volumétrica real de descarga del sistema, para calcular los CFM reales comprimidos a la salida de la segunda etapa.

Para este propósito tomamos medidas de caudal a la entrada y salida del sistema en el momento en que las temperaturas del sistema estaban estables, esas medidas se hicieron para una y dos etapas.

Los resultados de las eficiencias fueron los siguientes:

Eficiencia volumétrica de descarga para dos etapas.

$$\checkmark \quad P_1 = 13,2 \text{ psi}$$

$$\checkmark \quad \vartheta_1 = 17,4 \text{ m/s} \quad \text{“velocidad del aire a la entrada”}$$

$$\checkmark \quad T_1 = 28,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{“temperatura del aire a la entrada”}$$

$$\checkmark \quad \vartheta_2 = 13,2 \text{ m/s} \quad \text{“velocidad del aire a la salida”}$$

$$\checkmark \quad T_2 = 92 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{“temperatura del aire a la salida”}$$

- ✓  $Q_1 = V_1 * A_{ane} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_1}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$  “caudal de aire a la entrada”
- ✓  $Q_1 = 7,766 \text{ CFM}$
- ✓  $Q_2 = V_2 * A_{ane} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_2}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$  “caudal de aire a la salida”
- ✓  $Q_2 = 5,17 \text{ CFM}$
- ✓  $Eficiencia = Q_1/Q_2 = 0,67$  “eficiencia real de descarga”

Eficiencia para una etapa.

- ✓  $P_1 = 13,2 \text{ psi}$
- ✓  $\vartheta_1 = 14,2 \text{ m/s}$  “velocidad del aire a la entrada”
- ✓  $T_1 = 24,4 \text{ }^\circ\text{C}$  “temperatura del aire a la entrada”
- ✓  $\vartheta_2 = 8 \text{ m/s}$  “velocidad del aire a la salida”
- ✓  $T_2 = 26 \text{ }^\circ\text{C}$  “temperatura del aire a la salida”
- ✓  $Q_1 = V_1 * A_{ane} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_1}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$  “caudal de aire a la entrada”
- ✓  $Q_1 = 6,43 \text{ CFM}$
- ✓  $Q_2 = V_2 * A_{ane} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_2}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$  “caudal de aire a la salida”
- ✓  $Q_2 = 3,6 \text{ CFM}$
- ✓  $Eficiencia = Q_1/Q_2 = 0,56$

Requerimientos de potencia para dos etapas en función de los cfm impulsados

- ✓  $H_p/Q_{teorico} = HP_{teorico}/Q_{teórico} = 0,3885 \text{ [HP/CFM]}$
- ✓  $H_p/Q_{real} = HP_{real}/(Q_{real} * 0,67) = 0,559 \text{ [HP/CFM]}$

Realizando estos mismos cálculos se obtienen los requerimientos de potencia por CFM para una etapa:

- ✓  $H_p/Q_{real} = HP_{real}/(Q_{real} * 0,56) = 0,647 \text{ [HP/CFM]}$

Con base en estos dos últimos cálculos se encuentra la disminución en la potencia requerida:

$$\checkmark \quad \text{Ahorro} = \frac{\text{HpQ}_{\text{real1etapa}} - \text{HpQ}_{\text{real2etapas}}}{\text{HpQ}_{\text{real1etapa}}} * 100 = 13,63 \%$$

En la tabla 11 se recopilan todos los datos calculados anteriormente, de tal forma que se pueda mostrar un cuadro comparativo entre un sistema de compresión en una etapa con respecto a un sistema de compresión en dos etapas.

Tabla 11. Resultados obtenidos.

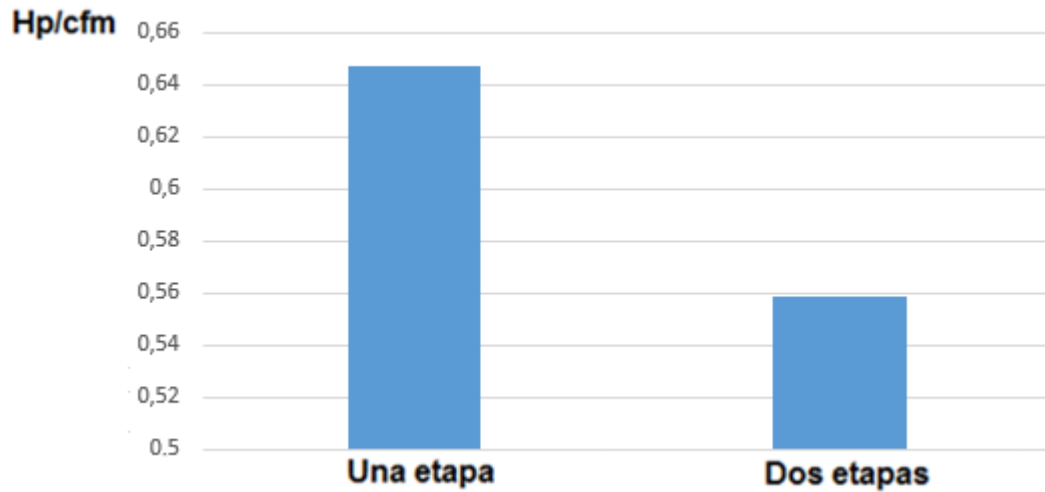
	Compresión en dos etapas	Compresión en una etapa
Disp1 [CFM]	9,77	
Disp2 [CFM]	3,08	
R1	3,42	10,55
R2	3,42	
VE1	0,88	0,73
VE2	0,85	
Q teórico [CFM]	7,47	6,21
Q real [CFM]	7,94	6,14
Hp teórico	3,1	3,17
Hp real	2,98	2,22
Hp/Q (teórico) [HP/CFM]	0,41	0,51
Hp/Q (real) [HP/CFM]	0,559	0,647

Fuente: Los autores

De los datos calculados anteriormente se encuentra la disminución de la potencia requerida en un sistema de compresión en dos etapas con relación a un sistema de compresión en una etapa, como se muestra en la figura 38, el resultado fue:

$$\checkmark \quad \text{Ahorro} = \frac{\text{HpQ}_{\text{real1etapa}} - \text{HpQ}_{\text{real2etapas}}}{\text{HpQ}_{\text{real1etapa}}} * 100 = 13,63 \%$$

Figura 38. Requerimientos de potencia en una y dos etapas.



Fuente: Los autores.

#### 4.3.2. Análisis de resultados.

Se encontró que la potencia requerida por cfm para un sistema de compresión en dos etapas es menor 0,0881 [HP/CFM] que en un sistema de simple etapa, lo cual corresponde con la teoría descrita en el capítulo 2.

Al comparar los caudales de succión del sistema de compresión, real y teórico, se ve que son muy similares ya que estos caudales no están afectados por las pérdidas del sistema, pero al analizar las eficiencias volumétricas de descarga del sistema en una y dos etapas (caudal de salida/caudal de entrada) se ve como las pérdidas son bastante elevadas, esto afecta considerablemente el cálculo de la potencia y es por esta razón que la potencia teórica es mayor que la potencia real, es decir, teóricamente el sistema comprime todo el caudal que succiona pero realmente las pérdidas rondan el 50 % disminuyendo la potencia real requerida por el sistema.

Las bajas eficiencias volumétricas del sistema de compresión se deben a pérdidas en el pistón, pérdidas por la válvula de succión y pérdidas por la tapa de válvulas. Estos efectos se notan más en el sistema de una etapa (compresor bicilindrico), ya que la eficiencia volumétrica es menor que en dos etapas, también es importante mencionar que la constante politrópica, como se pudo ver en la primer práctica, es menor para el compresor de primera etapa (ya que por ser bicilíndrico disipa más calor) que para el de segunda etapa, haciendo que el consumo de potencia real de primera etapa sea menor que el teórico.

#### **4.4. PRÁCTICA No. 18: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA EN UN SISTEMA DE COMPRESIÓN EN DOS ETAPAS EN FUNCIÓN DE LAS RELACIONES DE COMPRESIÓN DE PRIMERA Y SEGUNDA ETAPA.**

Esta práctica tiene como objetivo encontrar los requisitos de potencia para 5 diferentes relaciones de compresión en el sistema<sup>4</sup>, y luego compáralos, encontrando así el punto en el que el requisito de potencia del sistema de compresión en dos etapas es mínimo. Véase el Anexo A, Practica No. 18.

Para lograr variar la relación de compresión se usaron 5 poleas, intercalándolas en el desarrollo de la práctica (montándolas como poleas conductoras del compresor de segunda etapa) y tomando las lecturas de presión, temperatura, potencia y velocidad del aire, para luego encontrar la potencia que requiere el sistema para cada uno de estos 5 casos.

En la tabla 12 se muestran los valores de los datos registrados por los manómetros, los termómetros, el anemómetro y la pinza UT231 en cada punto del sistema para cada una de las relaciones de compresión.

---

<sup>4</sup> Las 5 diferentes relaciones de compresión van a lograrse mediante la variación del diámetro de la polea conductora de segunda etapa acoplada en el motor.

Tabla 12. Toma de datos practica 18.

	Poleas conductoras (compresor de segunda etapa)				
	3 [in]	3,5 [in]	4 [in]	4,5 [in]	5 [in]
<b>P1 [86sia]</b>	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2
<b>P2 [86sia]</b>	53,2	49,2	45,2	42,2	39,2
<b>P3 [86sia]</b>	50,2	45,2	42,2	38,2	36,2
<b>P4 [86sia]</b>	139,2	139,2	139,2	139,2	139,2
<b>T1 [°C]</b>	27	25	25	27	28
<b>T3 [°C]</b>	31	31	31	31	31
<b>V aire[m/s]</b>	16,7	17,1	17,5	17,8	18
<b>POT 1 [kw]</b>	1,593	1,624	1,697	1,7	1,785
<b>POT 3[kw]</b>	0,405	0,47	0,49	0,56	0,523

Fuente: Los autores

#### 4.4.1. Resultados.

De los datos experimentales obtenidos en la tabla 12 se obtienen los siguientes parámetros: Desplazamientos, relaciones de compresión, eficiencias volumétricas, caudal y potencia.

A continuación se presentan los cálculos tipos para el caso en que la polea es de 4 pulgadas, de cada uno de los parámetros citados anteriormente, a partir de las ecuaciones descritas en el capítulo 2.

Presiones del sistema:

- ✓  $P_1 = 13,2 \text{ Psia}$
- ✓  $P_2 = 45,2 \text{ Psia}$
- ✓  $P_3 = 40,7 \text{ Psia}$
- ✓  $P_4 = 139,2 \text{ Psia}$

- ✓  $T_1 = 25 * 1,8 + 491,67 = 539,7 \text{ } ^\circ R$  "Temperatura de succión etapa 1"
- ✓  $T_3 = 32 * 1,8 + 491,67 = 549,3 \text{ } ^\circ R$  "Temperatura de succión etapa 2"

Constantes de compresibilidad:

- ✓  $Z_{st} = 0,99$
- ✓  $Z = 0,99$

Constantes politrópicas.

- ✓  $n_1 = 1,4$
- ✓  $n_2 = 1,4$
- ✓  $RPM_M = 1730 \text{ rpm}$  "medido con el tacómetro"
- ✓  $D_1 = 6,5 \text{ cm}$  "Diámetro del pistón de 1<sup>ra</sup> etapa"
- ✓  $S_1 = 4,6 \text{ cm}$  "Carrera del pistón de 1<sup>ra</sup> etapa"
- ✓  $D_{pc1} = 10,5 \text{ in}$  "Diámetro polea conductora 1<sup>ra</sup> etapa"
- ✓  $D_{p1} = 5,5 \text{ in}$  "Diámetro polea conductora 1<sup>ra</sup> etapa"
- ✓  $CL_1 = 0,05\%$  "Espacio muerto de 1<sup>ra</sup> etapa"
- ✓  $Rpm_1 = RPM_M * \frac{D_{p1}}{D_{pc1}} = 906,2 \text{ rpm}$  "rpm del compresor 1"
- ✓  $disp_1 = \pi * \frac{D_1^2}{4} * S_1 * \frac{Rpm_1 * 2}{28317} = 9,77 [ft^3/min]$

"Volumen total menos volumen libre del compresor"

- ✓  $D_2 = 6,5 \text{ cm}$  "Diámetro del pistón 2<sup>da</sup> etapa"
- ✓  $S_2 = 3,8 \text{ cm}$  "Carrera del pistón de 2<sup>da</sup> etapa"
- ✓  $D_{pc2} = 10 \text{ in}$  "Diámetro polea conducida 2<sup>da</sup> etapa"
- ✓  $D_{p2} = 3,5 \text{ in}$  "Diámetro polea conductora 2<sup>da</sup> etapa"
- ✓  $CL_2 = 6,45\%$  "Espacio muerto 2<sup>da</sup> etapa"
- ✓  $Rpm_2 = RPM_M * \frac{D_{p2}}{D_{pc2}} = 692 \text{ rpm}$  "rpm del compresor 2"
- ✓  $disp_2 = \pi * \frac{D_2^2}{4} * S_2 * \frac{Rpm_2}{28317} = 3,082 [ft^3/min]$

"Volumen total menos volumen libre del compresor"

$$\checkmark \quad r_1 = \frac{P_2}{P_1} = 3,424 \quad \text{Relaciones de compresión 1}^{\text{ra}} \text{ etapa}$$

$$\checkmark \quad r_2 = \frac{P_4}{P_3} = 3,42 \quad \text{Relaciones de compresión 2}^{\text{da}} \text{ etapa}$$

Eficiencias volumétricas producto del volumen muerto.

$$\checkmark \quad \eta_{v1} = 0,95 - CL_1 * \left( R_1^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right) = 0,88$$

$$\checkmark \quad \eta_{v2} = 0,95 - CL_2 * \left( R_2^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right) = 0,85$$

Caudal teórico a la entrada del sistema:

$$\checkmark \quad Q_{teórico} = 35,35 * \frac{P_1}{T_1} * \frac{Z_{st}}{Z} * disp_1 * \eta_{v1} = 7,471 \left[ \frac{ft^3}{min} \right]$$

$$\checkmark \quad A_{ane} = 0,002638 \text{ [ft}^2\text{]}$$

“Área transversal del canal de viento del anemómetro”

$$\checkmark \quad \vartheta = 17,6 \left[ \frac{m}{s} \right] * 60 * 3,28 = 3464 \text{ ft/min}$$

“Velocidad del aire a la entrada medido con el anemómetro”

Caudal real a la entrada del sistema:

$$\checkmark \quad Q_{real} = \vartheta * A_{ane} = 7,945 \left[ \frac{ft^3}{min} \right]$$

Eficiencias

$$\checkmark \quad \eta_c = 0,9 \text{ “eficiencia de compresión”}$$

$$\checkmark \quad \eta_m = 0,75 \text{ “eficiencia mecánica dada por el fabricante del motor”}$$

Potencias requeridas por la primera y segunda etapa

$$\checkmark \quad HP_1 = 43,67 * Q_1 * \frac{n_1}{n_1-1} * \left( r_1^{(n_1-1)} - 1 \right) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} = 1,55$$

$$\checkmark \quad HP_2 = 43,67 * Q_1 * \frac{n_2}{n_2-1} * \left( r_2^{(n_2-1)} - 1 \right) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} = 1,49$$

$$\checkmark \quad HP_{teórico} = HP_1 + HP_2 = 3,04$$

$$\checkmark \quad \text{HP}_{\text{real}} = (0,49 \text{ Kw} + 1,73 \text{ Kw}) * 1,34 \frac{\text{HP}}{\text{Kw}} = 2,975 \text{ HP}$$

A continuación se realiza el cálculo de la potencia requerida por cada CFM estándar, para esto es necesario conocer la eficiencia volumétrica de descarga real del sistema, para calcular los CFM reales comprimidos a la salida de la segunda etapa.

Para este propósito tomamos medidas de caudal a la entrada y salida del sistema en el momento en que las temperaturas del sistema estaban estables.

Los resultados de las eficiencias fueron los siguientes:

Eficiencia volumétrica total para dos etapas.

$$\checkmark \quad P_1 = 13,2 \text{ psia}$$

$$\checkmark \quad \vartheta_1 = 17,4 \text{ m/s} \quad \text{“velocidad del aire a la entrada”}$$

$$\checkmark \quad T_1 = 28,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{“temperatura del aire a la entrada”}$$

$$\checkmark \quad \vartheta_2 = 13,2 \text{ m/s} \quad \text{“velocidad del aire a la salida”}$$

$$\checkmark \quad T_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{“temperatura del aire a la salida”}$$

$$\checkmark \quad Q_1 = V_1 * A_{\text{ane}} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_1}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$$

$$\checkmark \quad Q_1 = 7,766 \text{ CFM}$$

$$\checkmark \quad Q_2 = V_2 * A_{\text{ane}} * 35,35 * \left(\frac{P_1}{T_2}\right) * \left(\frac{Z_{st}}{Z}\right)$$

$$\checkmark \quad Q_2 = 5,17 \text{ CFM}$$

$$\checkmark \quad \text{Eficiencia} = Q_1/Q_2 = 0,67$$

Esta eficiencia se asume constante para cada uno de las 5 tomas de datos de la práctica.

$$\checkmark \quad \text{Hp}/Q_{\text{teorico}} = \text{HP}_{\text{teorico}}/Q_{\text{teórico}} = 0,407 \text{ [HP/CFM]}$$

$$\checkmark \quad \text{Hp}/Q_{\text{real}} = \text{HP}_{\text{real}}/(Q_{\text{real}} * 0,67) = 0,5653 \text{ [HP/CFM]}$$

A continuación se muestra la tabla 13 para las eficiencias calculadas para cada uno de los 5 casos propuestos (5 poleas conductoras).

Tabla 13. Resultados obtenidos.

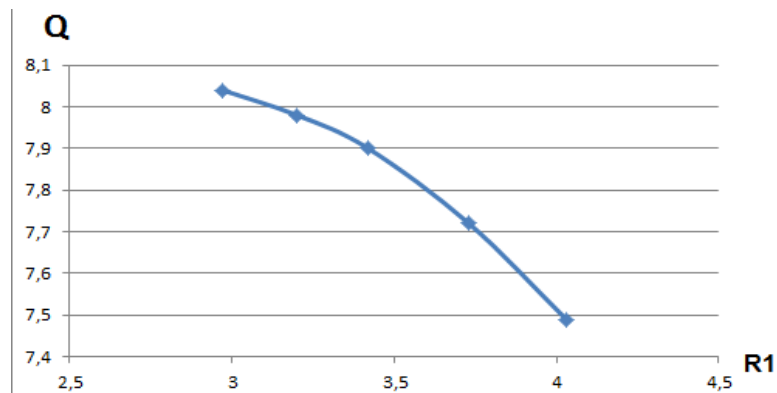
	<b>Poleas conductoras (compresor de segunda etapa)</b>				
	<b>POL1</b>	<b>POL2</b>	<b>POL3</b>	<b>POL4</b>	<b>POL5</b>
<b>Disp1 [CFM]</b>	9,77	9,77	9,77	9,77	9,77
<b>Disp2 [CFM]</b>	2,31	2,7	3,08	3,47	3,85
<b>R1</b>	4,03	3,73	3,42	3,2	2,97
<b>R2</b>	2,77	3,08	3,3	3,64	3,85
$\eta_{v1}$	0,86	0,87	0,88	0,88	0,89
$\eta_{v2}$	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84
<b>Qteorico [CFM]</b>	7,3	7,4	7,47	7,47	7,5
<b>Qreal [CFM]</b>	7,49	7,72	7,9	7,98	8,04
<b>Hp teórico</b>	2,97	3,045	3,04	3,09	3,09
<b>Hp real</b>	2,67	2,8	2,93	3,03	3,09
<b>Hp/Q [HP/CFM] (teórico)</b>	0,408	0,411	0,407	0,414	0,411
<b>Hp/Q [HP/CFM] (real)</b>	0,543	0,56	0,568	0,58	0,585

Fuente: Los autores.

#### 4.4.2. Análisis de resultados.

En la figura 39, se observa cómo al aumentar la relación de compresión aproximadamente en 0,265 en la primera etapa, se disminuyó el caudal succionado por el sistema a causa de la eficiencia, producto del volumen muerto del compresor.

Figura 39. Caudal de succión vs relación de compresión de primera etapa



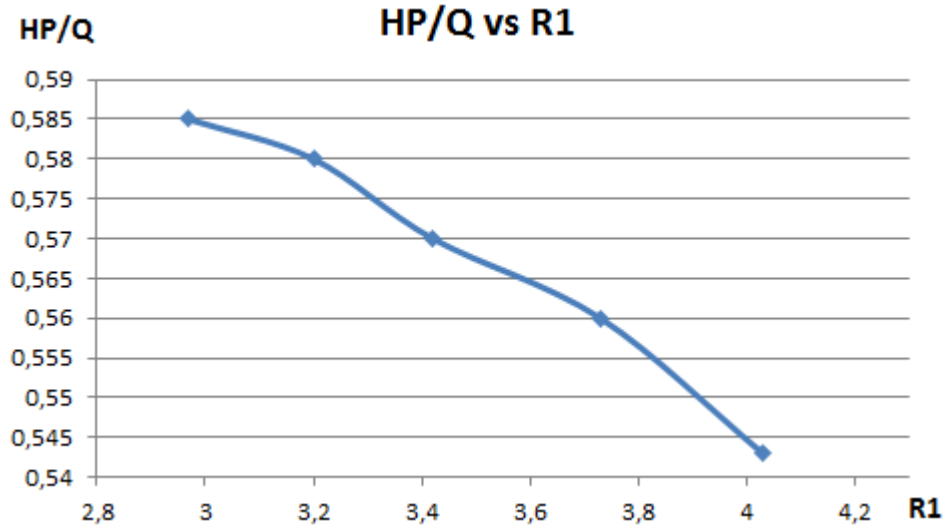
Fuente: Los autores

Los resultados muestran como al variar las relaciones de compresión de primera y segunda etapa (en un rango de 2 a 4 aproximadamente) los requisitos de potencia en función del caudal no sufren grandes variaciones.

Se observó cómo al aumentar la relación de compresión en el compresor de primera etapa el sistema tenía una pequeña disminución en los requisitos de potencia, esto es consecuencia de que el compresor de primera etapa tiene una constante politrópica menor (como se pudo ver en la primer practica experimental) ya que al tener dos cilindros gemelos este disipa más calor durante el proceso de compresión haciéndolo más económico con relación al compresor de segunda etapa, que es monocilíndrico y presenta una constante politrópica mayor.

En la figura 40, se observa cómo al aumentar la relación de compresión aproximadamente en 0,265 en la primera etapa, se disminuye el requisito de potencia [HP/CFM] en el sistema.

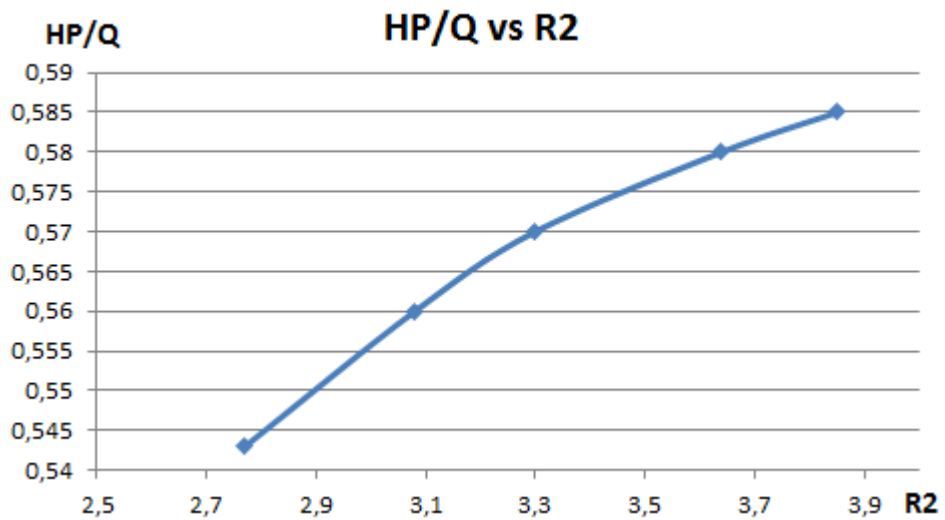
Figura 40. Requisito de potencia vs relación de compresión de primera etapa.



Fuente: Los autores.

En la figura 41, se observa cómo al aumentar la relación de compresión aproximadamente en 0,27 en la segunda etapa, se aumenta el requisito de potencia [HP/CFM] en el sistema.

Figura 41. Requisito de potencia vs relación de compresión de segunda etapa.



Fuente: Los autores

**4.5. PRÁCTICA N° 19: DISEÑO Y SELECCIÓN DE UN COMPRESOR PARA UNA RED NEUMÁTICA, CALCULANDO LAS DIMENSIONES DEL COMPRESOR, NUMERO DE ETAPAS ASÍ COMO SU REQUERIMIENTO DE POTENCIA.**

Esta última práctica se diseñó para que los estudiantes seleccionen un sistema de compresión para una red neumática, determinando el número de etapas requeridas, el número de caballos de potencia necesarios, el diámetro interior para cada una de las etapas, según la cantidad de etapas determinadas, y verificar las cargas estructurales para el sistema de compresión. Véase Anexo A, practica No. 19.

## Conclusiones

1. Se diseñó y construyó un sistema experimental de compresión de aire en dos etapas, para ser usado como banco de estudio del comportamiento de los sistemas de compresión en una y dos etapas, para el Laboratorio de Máquinas Térmicas Alternativas (LMTA).
2. Se elaboraron las guías de las prácticas para el laboratorio de máquinas térmicas alternativas correspondientes al banco de compresores, teniendo en cuenta principios básicos de diseño y operación.
3. Se realizaron las prácticas de correspondientes, para ilustrar tanto al asistente de laboratorio como a estudiantes de la asignatura el procedimiento que se lleva a cabo para la realización de las prácticas del banco de compresores.
4. Por medio de la realización de las prácticas y la construcción del banco de experimentos se pudo comprobar la correspondencia entre los conceptos teóricos y el comportamiento real del sistema estudiado.
5. Se comprobó que la potencia en un sistema de compresión en dos etapas es menor con respecto a un sistema de compresión en una sola etapa, para nuestros cálculos se determinó una disminución de la potencia de un 13,63%.

## **Recomendaciones**

### **Al auxiliar del laboratorio**

Hacer cumplir las normas de seguridad y los procedimientos de las prácticas, para mantener a salvo la integridad física de los estudiantes en el laboratorio de Maquinas Térmicas Alternativas.

### **Al director del laboratorio**

Velar por el mejoramiento del laboratorio de Maquinas Térmicas Alternativas asignando proyectos a los estudiantes de tal forma que se puedan recuperar bancos que se están dando como perdidos o proyectos de automatización para los bancos ya existentes.

### **Al director de escuela**



Impulsar el desarrollo de proyectos de construcción y reconstrucción de bancos, financiando parte o la totalidad de los proyectos, para generar laboratorios con bastantes prácticas y así afianzar los conocimientos vistos teóricamente mediante procedimientos experimentales.

## Bibliografía

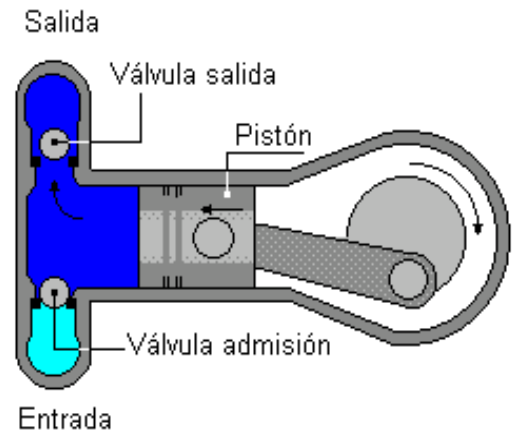
1. BLOCH, Heinz P. Guía práctica para la tecnología de los compresores. México: McGraw Hill, 1998.
2. GREENE, Richard W. Manual de selección uso y mantenimiento de compresores. <http://es.scribd.com/doc/53954262/Manual-de-Seleccion-Us-y-Mantenimiento-de-Comp-Re-Sores>
3. RUZ, Francisco A., CÁNOVAS, Francisco J. y MOLINA, José M. Corriente alterna monofásica y trifásica. Primera edición. Barcelona: Marcombo, 2011

## **ANEXOS**

## Anexo A. Guía de las prácticas experimentales del banco de compresores.

		<b>LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS ALTERNATIVAS</b>				<b>CONSTRUIMOS FUTURO</b>	
<b>Práctica N° 15 Principios de funcionamiento y operación de compresores reciprocantes en dos etapas.</b>						Página 1 de 5	
<b>Director:</b> Ing. Jorge Luis Chacón			<b>Auxiliar:</b>		<b>Fecha:</b>		
<b>Nombre:</b>						<b>Código:</b>	
<b>Objetivos de la práctica</b>							
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reconocer los componentes que constituyen un compresor reciprocante.</li> <li>• Comprender el funcionamiento general de un sistema de compresión en dos etapas.</li> <li>• Reconocer los elementos básicos que componen un sistema de compresión en dos etapas.</li> </ul>							
<b>Marco teórico</b>							
<b>Compresores</b> <p>Son equipos que incrementan la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases y vapores. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Se emplean principalmente para refrigeración, acondicionamiento de aire, calefacción, transporte por tuberías, almacenamiento de gas natural, craqueo catalítico, polimerización y en muchos procesos químicos.</p> <p><b>Según la forma de compresión se clasifican en:</b></p> <p><b>a. Compresores Dinámicos:</b></p> <p>Son máquinas rotatorias de flujo continuo en la cual el cabezal de velocidad del gas es convertido en presión; estos compresores, se dividen de acuerdo al flujo que manejan en centrífugo (flujo radial) y axiales (flujo axial) y flujo mezclado.</p> <p><b>b. Compresores de Desplazamiento Positivo:</b></p> <p>Son compresores de flujo intermitente, que basan su funcionamiento en tomar volúmenes sucesivos de gas para confinarlos en un espacio de menor volumen; logrando con este efecto, el incremento de la presión. Se dividen en dos grupos reciprocantes y rotativos.</p> <p><b>Compresor reciprocante.</b></p> <p>Es un compresor de desplazamiento positivo, en el que la compresión se obtiene por desplazamiento de un pistón moviéndose lineal y secuencialmente de atrás hacia adelante dentro de un cilindro; reduciendo de esta</p>							

forma, el volumen de la cámara (cilindro) donde se deposita el gas; este efecto, origina el incremento en la presión hasta alcanzar la presión de descarga, desplazando el fluido a través de la válvula de salida del cilindro. El cilindro, está provisto de válvulas que operan automáticamente por diferenciales de presión, como 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 en el cilindro no excede la presión de la línea de descarga, previniendo de esta manera el flujo reverso.



#### **Tipos de compresores recíprocos:**

##### **a. Simple Etapa:**

Son compresores con una sola relación de compresión, que incrementan la presión una vez; solo poseen un depurador inter etapa, un cilindro y un enfriador inter etapa (equipos que conforman una etapa de compresión) generalmente se utilizan como booster en un sistema de tuberías

##### **b. Múltiples Etapas:**

Son compresores que poseen varias etapas de compresión, en los que cada etapa incrementa progresivamente la presión hasta alcanzar el nivel requerido. El número máximo de etapas, puede ser 6 y depende del número de cilindros; no obstante, el número cilindros no es igual al número de etapas, pueden existir diferentes combinaciones; como por ejemplo, si se requiere un sistema de tres etapas, puede utilizarse 3, 4 o 6 cilindros.

El uso de varios cilindros para una etapa de compresión permite la selección de cilindros de menor tamaño, generalmente esto sucede con la primera etapa de compresión.

#### **Partes de un compresor recíprocante:**

##### **a. Cilindro:**

Es el recinto por donde se desplaza un pistón. Su nombre proviene de su forma, aproximadamente un cilindro geométrico.

Los cilindros para compresores usados en el proceso industrial son separables desde el armazón. Los cilindros deben estar equipados con camisas reemplazables. El propósito de las camisas es proveer una superficie renovada. Esto salva el costo de un cilindro completo antes



de que se perfora por desgaste o ralladuras. Los cilindros son fabricados de una selección de materiales para particulares presiones y gases. Generalmente estas son fabricadas de fundición de hierro.

#### **b. Pistón:**

El pistón es una de las partes más simples, pero tiene la principal función de todas las partes del compresor, que es trasladar la energía desde el cigüeñal hacia el gas que se encuentra en los cilindros.



El pistón posee anillos de aceite y de presión. Este tipo de pistón es flotante. La designación y materiales usados para los pistones varían con la marca, el tipo, y aplicación del compresor. Estos son designados acorde al diámetro del cilindro, presión de descarga, velocidad de rotación del compresor, capacidad del compresor y requerimiento de carga del pistón.

#### **c. Anillos del pistón:**

En los compresores recíprocos se emplean anillos de compresión, anillos de aceite y anillos montantes. Los anillos de compresión se utilizan en todos los casos, mientras que el empleo de los anillos de lubricación y de los montantes dependerá del tipo de compresor y su servicio.



#### **f. Biela**

La biela está sujeta al cigüeñal y a la cruceta, esta transmite el movimiento alternativo desde el cigüeñal al pistón. La biela es normalmente construida de aleaciones de acero y debe tener una dura y pulida superficie particular, donde está en contacto con la empaquetadura en los cilindros de doble acción.



#### **g. Cigüeñal**

Se encuentra instalado dentro de la montura y es el elemento que transmite la potencia del motor hacia las bielas.



#### **h. Cojinetes:**

La mayoría de los compresores utilizan cojinetes hidrodinámicos, el aceite entra al cojinete a través de los agujeros de suministro, que van perforados estratégicamente a lo largo de la circunferencia del cojinete que suministran y distribuyen formando una película de aceite en el contacto entre las partes



móviles y estacionarias.

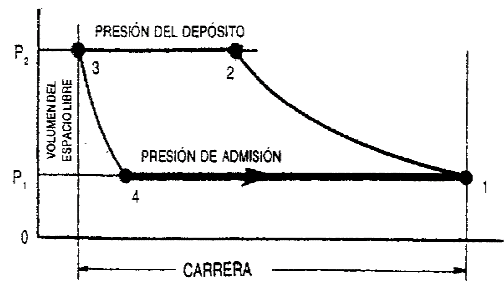
### i. Válvulas:

Permiten la entrada y salida de gas al cilindro; en caso de cilindros de doble acción, existen válvulas de succión a ambos lados del cilindro, mientras que en cilindros de simple acción sólo se encuentran en un solo lado. Las válvulas pueden ser de placa, lengüeta y la más aplicada para gas natural la de discos concéntricos.

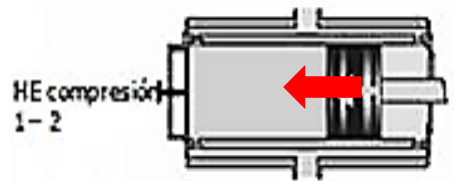


### Funcionamiento del compresor

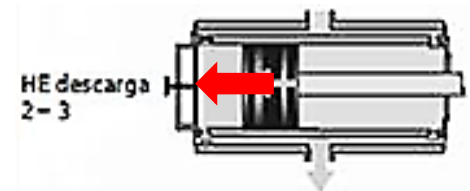
El funcionamiento de los compresores recíprocos se basa en un movimiento alternativo realizado por el conjunto biela-cruceta-pistón. Existen cuatro etapas durante el proceso que se dan en una vuelta del cigüeñal es decir en 360 grados.



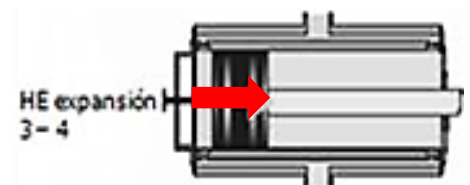
**1-2. Compresión**, durante este proceso el pistón se desplaza desde el punto inferior, comprimiendo el gas hasta que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la presión de la línea de descarga (Pd). Las válvulas succión y descarga permanecen cerrada.



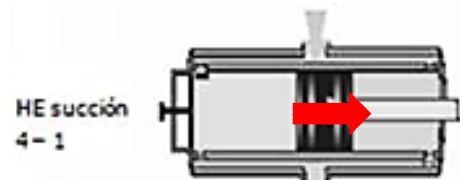
**2-3. Descarga**, luego de que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la presión de la línea de descarga (Pd) que es antes de que llegue al punto muerto superior, la válvula de escape se abre y el gas es descargado, mientras que la de succión permanece cerrada.



**3-4. Expansión**, durante este proceso el pistón se desplaza desde el punto muerto superior hasta que la válvula de succión se abra durante la carrera de retroceso o expansión, que será cuando la presión reinante en el interior del cilindro sea inferior a la presión del vapor de succión (Ps).



**4-1. Succión**, luego de que la válvula de succión se abrió, que es un poco después del punto muerto superior, ingresa el fluido, y el pistón se desplaza hasta el punto muerto inferior, al final de la carrera de succión, la velocidad del pistón disminuye hasta cero, igualándose las presiones del exterior y del interior del



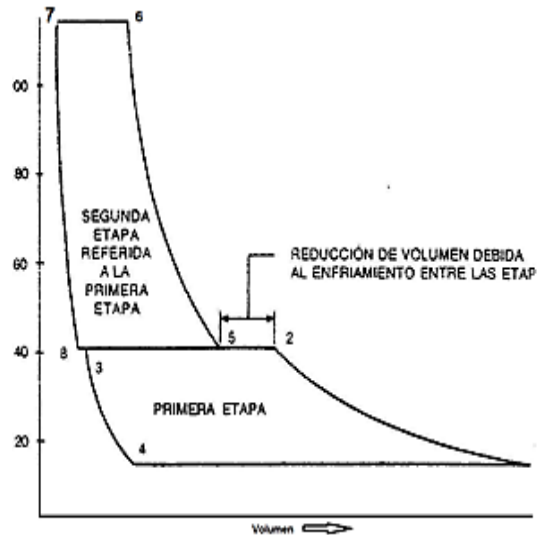
cilindro, la válvula de succión se cierra, la válvula de descarga permanece cerrada.

### Funcionamiento del sistema de compresión en dos etapas:

Todos los elementos básicos de los compresores, sin importar el tipo, tienen ciertas condiciones que limitan su operación, las siguientes son algunas de las limitaciones más importantes

1. *Temperatura de descarga*
2. *Diferencial de presión*
3. *Efecto del espacio libre*
4. *El deseo de ahorrar energía*

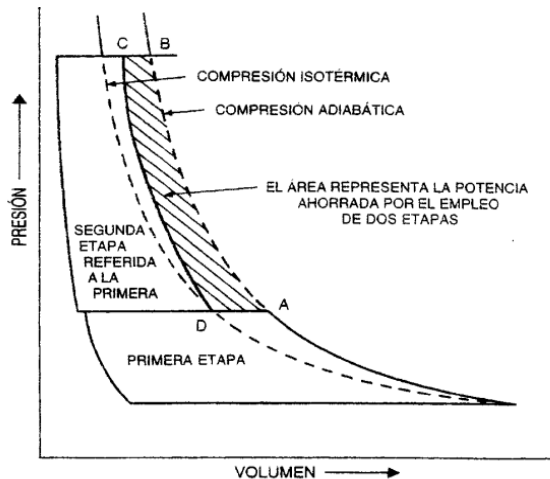
Con frecuencia, un compresor recíprocante necesita un cilindro separado para cada etapa con un interenfriamiento del gas entre las etapas. La figura de la derecha muestra el diagrama combinado p-V para un compresor de aire de 100 psig de dos etapas.



Si después de una compresión parcial, el gas se enfría a una temperatura igual a la temperatura original de aspiración (isotérmica de nuevo), es evidente que se reducirá la potencia necesaria en la segunda etapa. Para este caso en particular, el área ABCD representa el ahorro de trabajo en una compresión adiabática de una sola etapa.

En un compresor recíprocante elemental de dos etapas, los cilindros se proporcionan de acuerdo con la relación de compresión, siendo la segunda etapa más pequeña ya que el gas, una vez que se ha comprimido y enfriado de manera parcial, ocupa un volumen menor que en la admisión de la primera etapa.

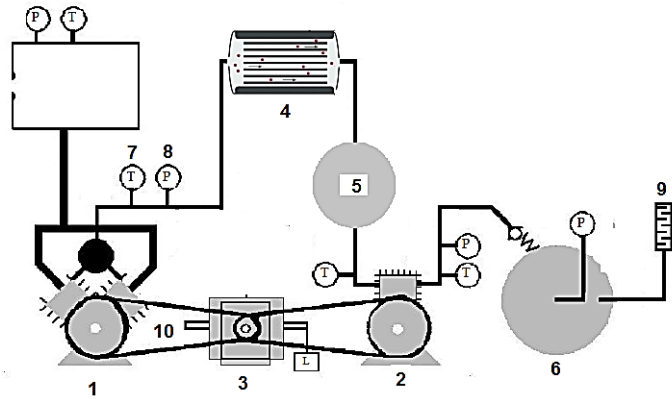
Al analizar el diagrama P-V, las condiciones antes de iniciar la compresión se indican en los puntos 1 y 5 para la primera y segunda etapa respectivamente; después que ha ocurrido la compresión, las condiciones se indican en los puntos 2 y 6, y después de la entrega, en los puntos 3 y 7. La expansión del gas atrapado en el espacio libre a medida que el pistón regresa, se muestra en los puntos 4 y 8, y en la carrera de aspiración, los cilindros se llenan de nuevo en los puntos 1 y 5; en ese momento el ciclo está preparado para repetirse. Las etapas múltiples de cualquier compresor de desplazamiento positivo siguen



este patrón.

**Diagrama del banco:**

1. Compresor de primera etapa.
2. Compresor de segunda etapa.
3. Motor trifásico.
4. Interenfriador aire-aire.
5. Tanque pulmón.
6. Tanque
7. Sensor de temperatura.
8. Sensor de presión.
9. Silenciador
10. Transmisión por correa



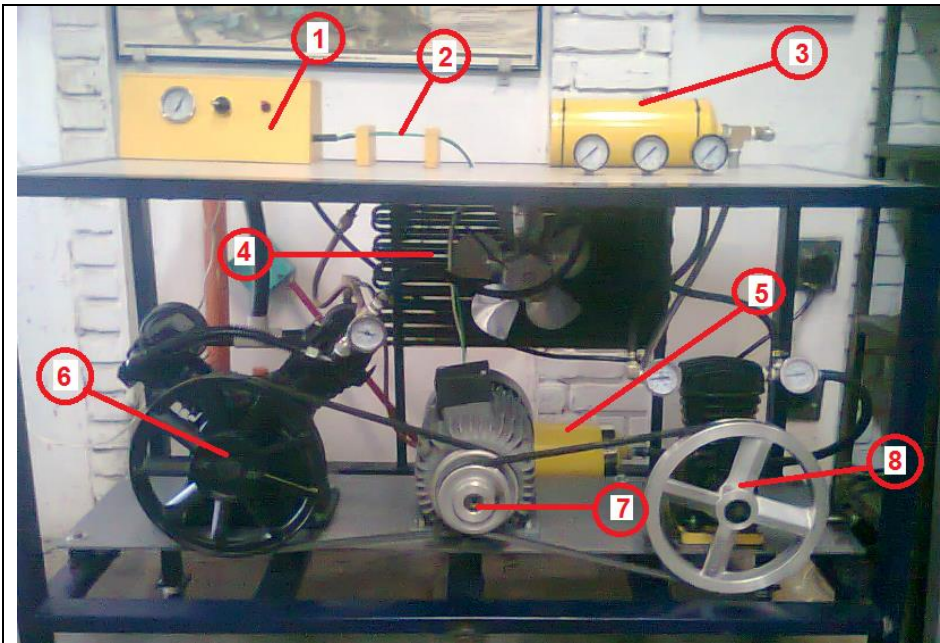
**Procedimiento**

Realizar una corta exposición la cual contenga los siguientes temas:

1. componentes que constituyen los compresores recíprocos de simple efecto.
2. Funcionamiento y consideraciones generales de los sistemas de compresión en dos etapas

**Análisis de resultados.**

- Cuáles son las partes que componen un compresor.
- Dibuje el diagrama pv teórico de un sistema de compresión en dos etapas, señale las siguientes áreas características:
  - ✓ Energía consumida en la primera etapa de compresión.
  - ✓ Energía consumida en la segunda etapa de compresión.
  - ✓ Ahorro de energía.
- Identifique las partes que componen el banco de compresores



LABORATORIO DE MAQUINAS  
TERMICAS ALTERNATIVAS



CONSTRUIMOS FUTURO

Práctica N° 16 Graficar el ciclo de compresión de aire en dos etapas en un diagrama pv asumiendo un proceso politrópico.

Página 1 de n

Director: Ing. Jorge Luis Chacón

Auxiliar:

Fecha:

Nombre:

Código:

#### Objetivos de la práctica

- Tomar los datos necesarios para realizar el diagrama PV.
- Calcular la constante  $n$  para cada compresor.
- Realizar el diagrama PV asumiendo un proceso politrópico.
- Identificar el ahorro de potencia en el diagrama PV.

#### Materiales

- Banco de pruebas.
- Tablas de propiedades del aire.
- Cronometro.

#### Marco teórico

#### Ciclos de compresión

Existen dos ciclos de compresión teóricos aplicables a los compresores de desplazamiento positivo. Aunque

ninguno de ellos puede obtenerse de manera comercial, ambos se emplean como base para cálculos y comparaciones.

La *compresión isotérmica* tiene lugar cuando la temperatura permanece constante a medida que la presión aumenta. Esto exige una extracción continua del calor de compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$P_1 * V_1 = P_2 * V_2 = constante \quad (1)$$

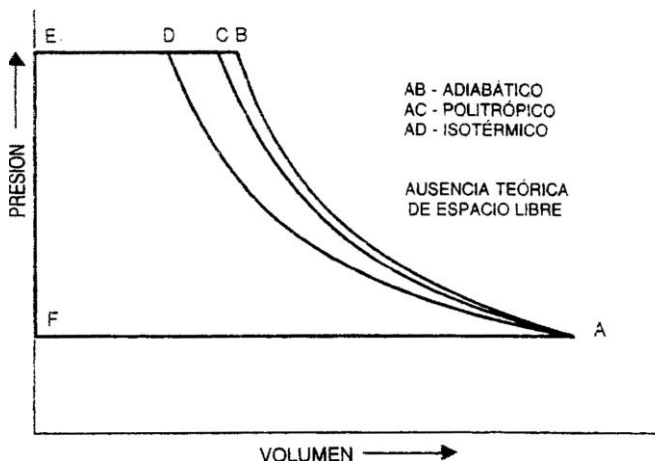
La *compresión adiabática (isoentrópica)* se obtiene cuando no hay adición ni extracción de calor del gas durante la compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$P_1 * V_1^k = P_2 * V_2^k = constante \quad (2)$$

Donde  $k$  es la relación de los calores específicos. La figura 1. Muestra los ciclos teóricos isotérmicos y adiabáticos sin espacio libre, sobre una base  $p V$  para una relación de compresión de 4. El área ADEF representa el trabajo necesario cuando se opera bajo condiciones isotérmicas y el área ABEF, el trabajo necesario bajo condiciones adiabáticas. Resulta evidente que el área isotérmica es bastante menor a la adiabática y representa el ciclo de máxima economía de compresión. Sin embargo, el ciclo isotérmico no puede conseguirse de manera comercial, aunque los compresores suelen diseñarse para lograr la máxima extracción de calor posible. Es casi imposible obtener una compresión adiabática exacta, ya que siempre existe pérdida o ganancia de calor. Por lo tanto, la compresión real ocurre a lo largo de un *ciclo poli trópico*, donde la relación es:

$$P_1 * V_1^n = P_2 * V_2^n = constante \quad (3)$$

Figura 1. El *diagrama p V* ejemplifica los ciclos teóricos de compresión.



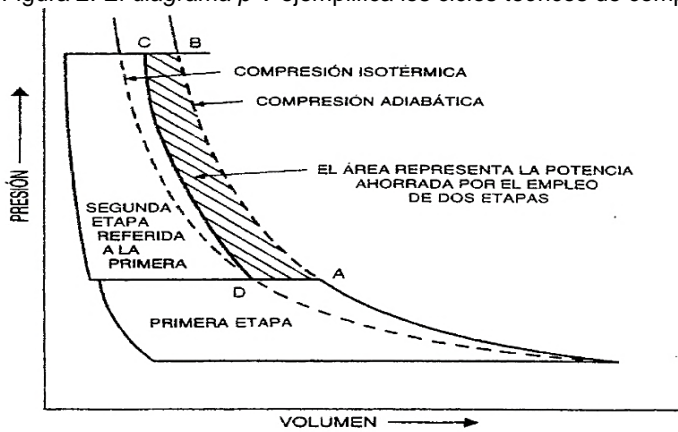
El exponente se determina de manera experimental para un tipo dado de máquina y puede ser menor o mayor que el exponente adiabático  $k$ . Desde el punto de vista termodinámico, debe hacerse notar que un proceso isentrópico o adiabático es reversible, mientras que el proceso politrópico es irreversible. Además, todos los

compresores operan en procesos de flujo constante. Ya sea  $n$  o  $(n - 1)/n$ , pueden también calcularse en forma experimental a partir de datos de prueba si se conocen las temperaturas y presiones de admisión y descarga. Puede emplearse la siguiente fórmula:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} = r^{(n-1)/n} \quad (4)$$

Esta fórmula puede emplearse también para calcular las temperaturas de descarga cuando se conoce  $n$  o  $(n - 1)/n$ .

Figura 2. El diagrama  $p$   $V$  ejemplifica los ciclos teóricos de compresión.



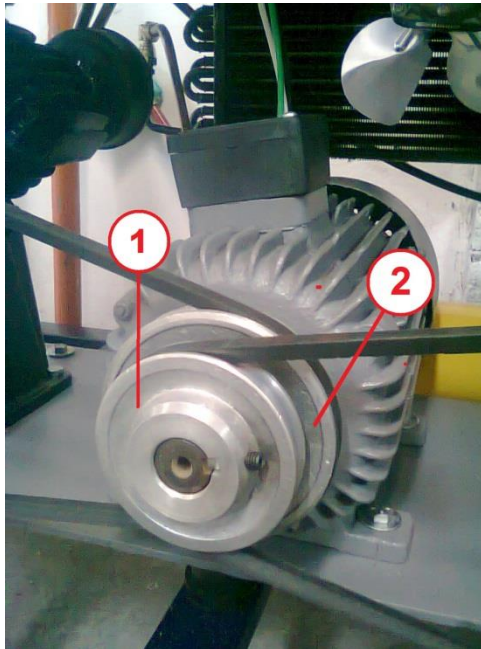
**Datos geométricos de los compresores:**

Primera etapa:

MODELO	430-2065A
<b>ESPECIFICACIONES TECNICAS</b>	
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 2
Consumo L/min	330
CFM	11,65
Diám. Polea (Pulg)	10,5
Presión Máx. (PSI)	140
Desplazamiento (mm)	46
<b>DIMENSIONES Y PESOS</b>	
Largo x Ancho x Alto (mm)	400 x 285 x 335
Peso Neto (Kg.)	21
Segunda etapa:	
MODELO	430-1065A
<b>ESPECIFICACIONES TECNICAS</b>	
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 1
Consumo L/min	150
CFM	5,30
Diám. Polea (Pulg)	7,5
Desplazamiento (mm)	38
<b>DIMENSIONES Y PESOS</b>	
Largo x Ancho x Alto (mm)	230 x 215 x 285
Peso Neto (Kg.)	9,2
<b>Procedimiento</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Verifique que el tanque final de almacenamiento de aire está totalmente descargado (observando el manómetro P4).</li> </ul>	

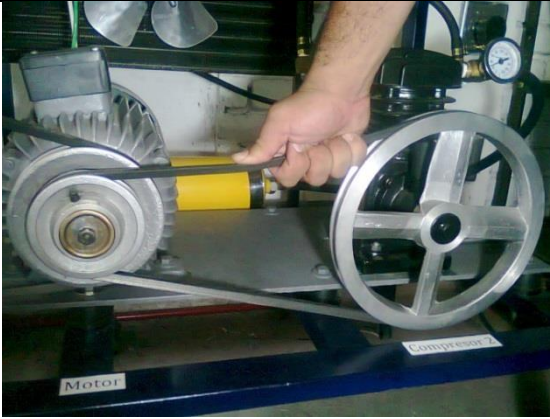


- ✓ Acoplar en el eje del motor las poleas de 5,5 y 4 pulgadas para el compresor de primera y segunda etapa respectivamente.

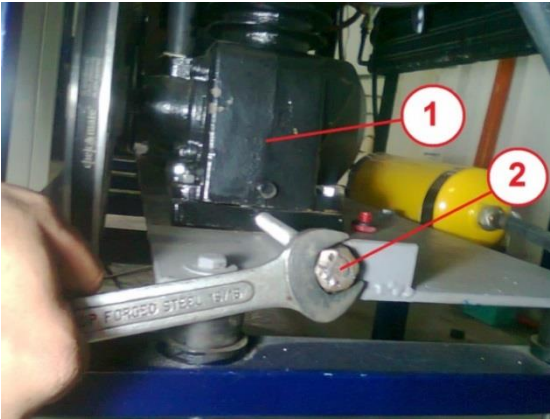


(1) Polea de 4 pulgadas (2) Polea de 5,5 pulgadas.

- ✓ Verificar que las tenciones de las bandas son adecuadas.



- (1) En caso que se encuentre destensionada, apretarla usando el tornillo que se encuentra en la base del compresor de segunda etapa. Compresor de segunda etapa (1), tornillo tensor de banda (2).



- ✓ Encender el ventilador del sistema de refrigeración (2).
- ✓ Encender el motor trifásico (1).



- ✓ Mientras el motor se encuentre en funcionamiento debe mantenerse una distancia de seguridad de mínimo un metro entre los participantes y el banco de compresores para prevenir accidentes con los

sistemas móviles.

- ✓ Tarar la válvula de descarga del tanque final de almacenamiento en 100 psi (esto debe realizarse rotando la cabeza de la válvula de descarga)



- ✓ Mantener el sistema en funcionamiento por 8 minutos mientras las temperaturas se estabilizan.
- ✓ Tomar las lecturas de los termómetros y manómetros en los diferentes puntos de sistema y registrarlos en la tabla de datos.



- ✓ Tarar la válvula de descarga en 110 psi (Rotando la cabeza de la válvula de seguridad).



- ✓ Mantener el sistema en funcionamiento por 8 minutos mientras las temperaturas se estabilizan.
- ✓ Tomar las lecturas de los termómetros y manómetros en los diferentes puntos de sistema y registrarlos en la tabla de datos.
- ✓ Al terminar la toma de datos, apagar el motor y el ventilador.
- ✓ Descargar el aire presurizado del tanque final de almacenamiento haciendo uso de la válvula de seguridad (tirando de la argolla en la espiga de la válvula de seguridad).



**Tabla de datos**

Puntos del sistema	Presión del sistema: 100 psi		Presión del sistema: 110 psi	
	T [°C]	P [psi]	T [°C]	P [psi]
1				
2				
3				
4				

Puntos del sistema.

1. Ambiente.
2. Salida de la primera etapa.
3. Entrada a la segunda etapa.
4. Salida de la segunda etapa.

**Tabla de resultados.**

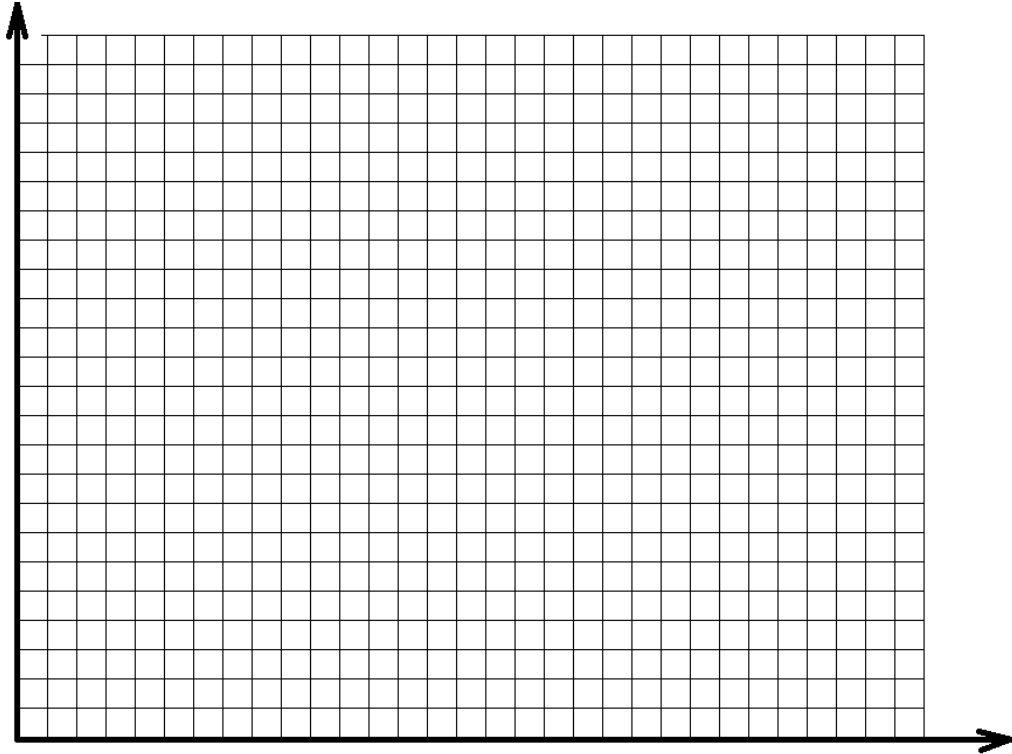
Puntos del sistema.

1. Ambiente.
2. Salida de la primera etapa.
3. Entrada a la segunda etapa.
4. Salida de la segunda etapa.

	V1 [cm3]	V2 [cm3]	V3 [cm3]	V4 [cm3]	V9 [cm3]
<b>Primera etapa</b>					
	V5 [cm3]	V6 [cm3]	V7 [cm3]	V8 [cm3]	
<b>Segunda etapa</b>					

**Análisis de resultados.**

- ✓ Después de realizar los cálculos y encontrar los valores de los volúmenes para cada punto, realizar el diagrama pv para el ciclo de compresión en dos etapas.



- ✓ Señalar en la gráfica: el área que representa el ahorro de potencia, el área que representa la energía consumida por el compresor 1 y la energía consumida por el compresor 2.
- ✓ Realizar la comparación entre un diagrama pv de un sistema de compresión real y uno teórico, que diferencia se encuentran y a que se deben estas diferencias.



**LABORATORIO DE MAQUINAS  
TERMICAS ALTERNATIVAS**



Práctica N° 17: Determinación del ahorro de potencia al usar un sistema de compresión en dos etapas, estudiando el efecto del enfriamiento del aire entre etapas.		Página 3 de 5
Director: Ing. Jorge Luis Chacón	Auxiliar:	Fecha:
Nombre:	Código:	
<b>Objetivos de la práctica</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Medir la potencia real consumida por el sistema de compresión en dos etapas</li> <li>• Calcular la potencia teórica consumida en el sistema de compresión en dos etapas.</li> <li>• Medir el caudal de aire o capacidad del sistema de compresión.</li> <li>• Calcular la capacidad máxima teórica del sistema.</li> <li>• Estudiar la relación entre el enfriamiento del aire y el consumo de potencia.</li> <li>• Calcular la disminución del requerimiento de potencia al usar un sistema de compresión en dos etapas con relación a la compresión en una etapa.</li> </ul>		
<b>Materiales</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Anemómetro.</li> <li>• Pinza amperimétrica.</li> <li>• Banco de pruebas.</li> <li>• Cronometro.</li> <li>• Computador</li> </ul>		
<b>Marco teórico</b>		
<b>Capacidad máxima teórica</b>		
La capacidad máxima teórica de un cilindro de un compresor recíprocante está dada por la ecuación		
$Q = 0.0509 * \frac{P_s}{T_s} * \frac{Z_{std}}{Z_s} * Disp * \left[ 1 - CL * \left( \frac{1}{R^N} - 1 \right) \right] \quad (1)$		
Donde		
Q = Capacidad en millones de $ft^3/día$ estándar (Ref. 14,7 $Psia$ , 520 °R)		
$P_s$ = Presión de succión, $Psia$ (brida)		
$T_s$ = Temperatura de succión, °R		
$Z_{std}$ = Factor de compresibilidad en condiciones estándar.		
$Z_s$ = Factor de compresibilidad en las condiciones de succión.		
$Disp$ = Desplazamiento del cilindro, $CFM$		
$CL$ = Volumen de holgura libre del cilindro como una función decimal del volumen desplazado.		

$R$  = Relación de presión a través del cilindro (de brida a brida)

$N$  = Exponente del volumen isoentrópico en las condiciones de operación (relación del calor específico para un gas ideal)

La porción crítica de la ecuación es la eficiencia volumétrica teórica definida como:

$$VE = 1 - CL * \left( R^{\frac{1}{N}} - 1 \right) \quad (2)$$

Esta ecuación describe la variación de la capacidad de un compresor dado, como una función del volumen de espacio libre residual, la relación de presión y el gas. Las tendencias son:

1. Disminuye con el incremento en espacio libre
2. Disminuye con el incremento en la relación de presión
3. Se incrementa con el incremento en el exponente volumétrico

Las demás variables en la ecuación de capacidad se relacionan con la densidad del fluido en la admisión del cilindro del compresor. La capacidad se incrementa con el incremento en la densidad de admisión.

#### **Desplazamiento**

$$\text{Disp} = (A_p) * S * \frac{\text{RPM}}{1728} \quad [\text{CFM}] \quad (3)$$

$A_p$  = área del pistón, in<sup>2</sup>

$S$  = carrera, in

RPM = velocidad de rotación

#### **Factor de compresibilidad.**

Todos los gases se desvían en cierto grado de las leyes de los gases ideales. La compresibilidad se deriva de manera experimental a partir de los datos  $p$ - $V$ - $T$ . El factor de compresibilidad  $Z$  es un multiplicador de la fórmula básica.

$$p * V = Z * R * ^\circ T \quad (4)$$

En esta fórmula  $R^\circ$  se conoce como la constante universal de los gases y tiene un valor de 10729 cuando  $p$  se expresa en  $lb/in^2$ ;  $V$  se expresa en  $ft^3/lb \text{ mol}$ ; y  $T$  en  $^\circ R$  ( $^\circ F + 460$ ).

#### **Caballos de potencia**

El requisito de potencia real se relaciona con un ciclo teórico mediante la *eficiencia de compresión*, la cual se ha determinado con base en pruebas a máquinas anteriores. La eficiencia de compresión es la relación de los caballos de potencia teóricos del gas sobre los reales y, tal como se emplea en la industria, no incluye las pérdidas por fricción mecánica. Estas pérdidas se agregan más tarde, ya sea al emplear una eficiencia mecánica o al sumar las pérdidas mecánicas reales determinadas con anterioridad. Por lo general, los compresores de desplazamiento positivo emplean eficiencias mecánicas que varían del 74 al 95%,

dependiendo del tamaño y tipo de unidad.

Al calcular los caballos de potencia debe tomarse en consideración el factor de compresibilidad  $Z$ , ya que su influencia es considerable en muchos gases, en particular a presiones elevadas.

La eficiencia de compresión se basa en la potencia (en HP) teórica isentrópica. La ecuación permite calcular tal potencia.

$$HP = 43.67 * Q * \frac{N}{N-1} * (R^{(N-1)/N} - 1) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} \quad (5)$$

Donde  $\eta_c$  es la eficiencia de compresión y  $\eta_m$  eficiencia mecánica.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías recomiendan emplear un valor de 0.85 como un primer intento para el servicio lubricado. Deduzca un 0.05 adicional, para el servicio no lubricado, de un solo efecto, o ambos. Por lo general, se acepta que la eficiencia mecánica es de alrededor de 0.95, y este valor lo recomiendan la mayoría de los fabricantes.

La inspección de esta ecuación indica que los efectos principales sobre la potencia isentrópica son la capacidad  $Q$  y la relación de presión  $R$ : (1) los caballos de potencia aumentan con la capacidad y, (2) los caballos de potencia aumentan con la relación de presión hasta que, con el aumento en esta relación, la disminución en la capacidad se convierte en el factor dominante.

### Referencias de volumen

Debido a que las cantidades que suelen ser las más necesarias son el volumen original de admisión y el volumen de admisión de las etapas subsecuentes (ambos en una base por minuto), a continuación se presenta un resumen de ecuaciones, en el cual, la palabra *seco* significa que no existe vapor de agua en la cantidad de gas o mezcla de gases en cuestión:

Con base en los *SCFM* (*cfm* medidos a 14.7 *Psi*, 60 °*F*, seco)

$$V_1 = SCFM * \frac{14.7}{P_1} * \frac{T_1}{520} * Z_1 \quad (6)$$

Con base en el flujo de peso (*W lb/min*, seco)

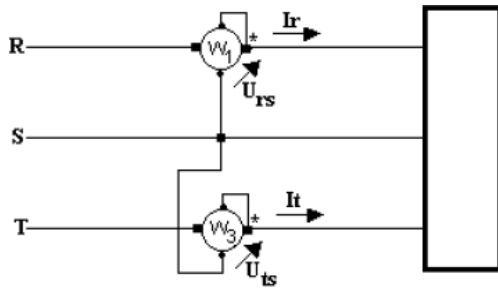
$$V_1 = \frac{W * 1545 * 14.7 * T_1}{144 * P_1 * M} * Z_1 \quad (7)$$

Con base en el flujo molar (*N mol/min*, seco)

$$V_1 = \frac{N * 379 * 14.7 * T_1}{P_1 * 520} * Z_1 \quad (8)$$

### Medición de potencia trifásica.

Figura 1. Medición de potencia trifásica por el método de los dos wátmetros



La potencia activa es igual a la suma algebraica de las dos lecturas. En efecto:

$$W_1 = U_{rs} * I_r \quad (9)$$

$$W_3 = U_{ts} * I_t \quad (10)$$

$$W_1 + W_3 = (U_r - U_s) * I_r + (U_t - U_s) * I_t = U_r * I_r + U_t * I_t - U_s * (I_r + I_t) \quad (11)$$

Siendo:

$$I_r + I_s + I_t = 0 \quad I_r + I_t = -I_s \quad (12)$$

y reemplazando resulta

$$Pot = W_1 + W_3 = U_r * I_r + U_s * I_s + U_t * I_t \quad (13)$$

La indicación de cada wátmetro no corresponde con la potencia de una fase en particular, pero su suma algebraica es igual a la potencia trifásica.

Tabla 1. Especificaciones del compresor de primera etapa.

MODELO	430-2065A
ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Motor (Hp)	3,0
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 2
Consumo L/min	330
CFM	11,65
Velocidad (rpm)	800
Diám. Polea (Pulg)	10,5
Presión Máx. (PSI)	140
Desplazamiento (mm)	46
Espacio libre	6,5 %
DIMENSIONES Y PESOS	
Largo x Ancho x Alto (mm)	400 x 285 x 335
Peso Neto (Kg.)	21

Tabla 2. Especificaciones del compresor de segunda etapa.

MODELO	430-1065A
<b>ESPECIFICACIONES TECNICAS</b>	
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 1
Consumo L/min	150
CFM	5,30
Diám. Polea (Pulg)	10
Desplazamiento (mm)	38
Espacio libre	5%
<b>DIMENSIONES Y PESOS</b>	
Largo x Ancho x Alto (mm)	230 x 215 x 285
Peso Neto (Kg.)	9,2

Tabla 3. Datos técnicos nominales del motor.

hp	3
kw	2.2
F.s	1,15
corriente nominal [A]	9,6
eficiencia	74,6
factor de potencia	0,82
velocidad nominal rpm	1662
torque nominal Nm	12,86
peso Kg	22

Área efectiva del anemómetro: 0.0002638 [ft<sup>2</sup>]

Eficiencia del sistema de compresión en dos etapas a 126 psi= 0,546

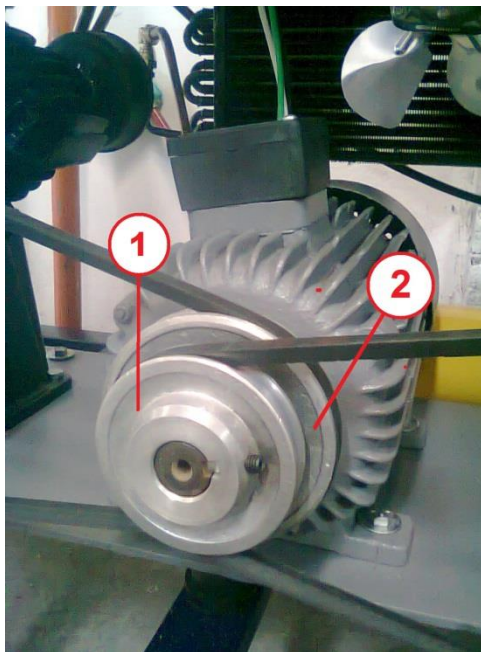
Eficiencia del sistema de compresión en una etapa a 126 psi= 0,42

**Procedimiento**

- ✓ Verifique que el tanque final de almacenamiento de aire está totalmente descargado (observando el manómetro P4).



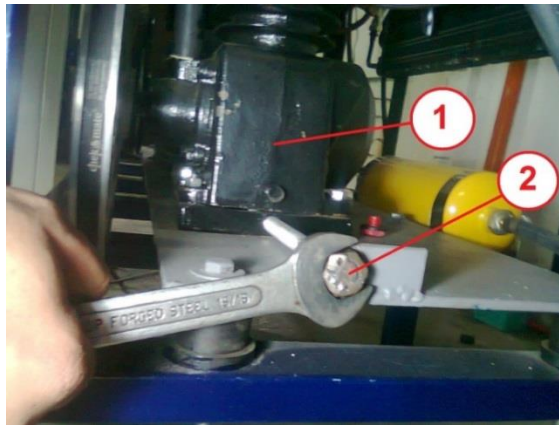
- ✓ Acoplar en el eje del motor las poleas de 5,5 (2) y 4 (1) pulgadas para el compresor de primera y segunda etapa respectivamente.



- ✓ Verificar que las tenciones de las bandas son adecuadas.



- ✓ En caso que se encuentre destensionada, apretarla usando el tornillo (2) que se encuentra en la base del compresor de segunda etapa (1).



- ✓ Encender el ventilador del sistema de refrigeración (2).
- ✓ Encender el motor trifásico (1).



- ✓ Mientras el motor se encuentre en funcionamiento debe mantenerse una distancia de seguridad de mínimo un metro entre los participantes y el banco de compresores para prevenir accidentes con los sistemas móviles.
- ✓ Tarar la válvula de descarga del tanque final de almacenamiento en 126 psi (esto debe realizarse

rotando la cabeza de la válvula de descarga)



- ✓ Mantener el sistema en funcionamiento por 8 minutos mientras las temperaturas se estabilizan.
- ✓ Tomar las lecturas de los termómetros y manómetros en los diferentes puntos de sistema y registrarlos en la tabla de datos.



- ✓ Tarar la válvula de descarga en 110 psi (Rotando la cabeza de la válvula de seguridad).



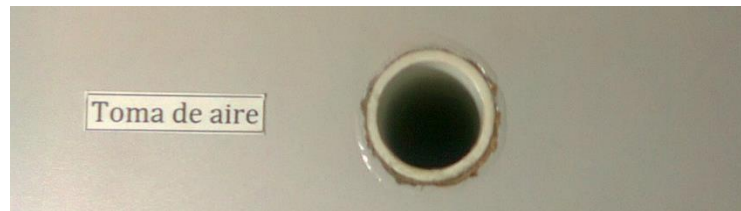
- ✓ Mantener el sistema en funcionamiento por 8 minutos mientras las temperaturas se estabilizan.
- ✓ Tomar las lecturas de los termómetros y manómetros en los diferentes puntos de sistema y registrarlos en la tabla de datos.

- ✓ Tomar los valores de potencia (Pot1 [Kw] y Pot3 [Kw]) por medio del programa de adquisición de datos de la pinza amperimétrica UT 231.



Pot1 conectar la punta negra de la pinza con el cable negro, conectar la punta roja de la pinza con el cable verde y rodear el cable verde con la pinza; Pot 3 dejando el cable negro en su posición, mover la punta roja conectándola con el cable blanco y rodear el cable blanco con la pinza.

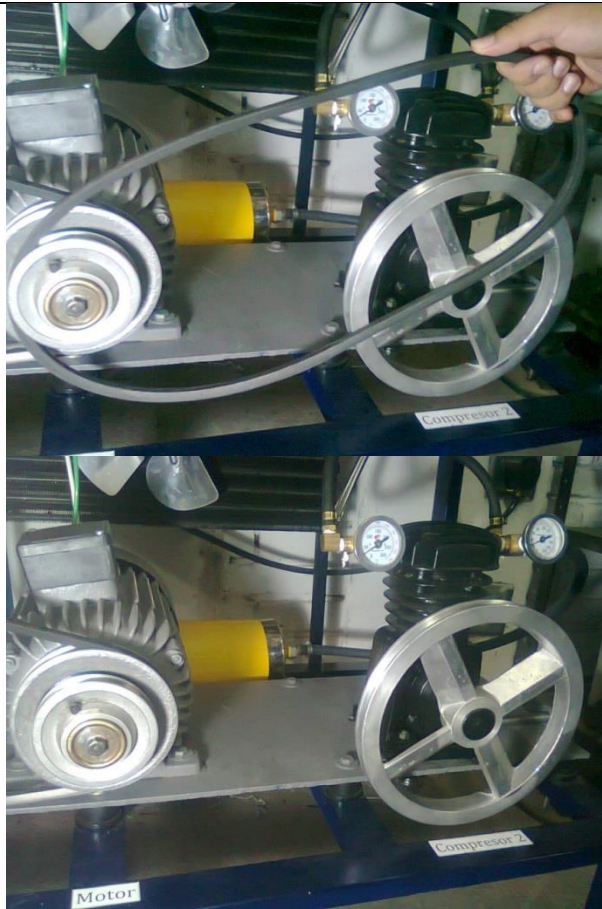
- ✓ Tomar la lectura del anemómetro (velocidad del aire que entra a la primera etapa) en el agujero que se encuentra a la izquierda de la mesa del banco de pruebas.



- ✓ Descargar el aire presurizado que se encuentra en el tanque final de almacenamiento.



- ✓ Desmontar la polea que comunica el movimiento con el compresor de segunda etapa, dejando en funcionamiento únicamente el compresor bicilíndrico.



- ✓ Encender el motor.
- ✓ Encender el ventilador
- ✓ Mantener en funcionamiento el sistema aproximadamente 8 minutos hasta que las temperaturas se estabilicen.
- ✓ Realizar la toma de datos de temperatura, presión, potencia y velocidad de aire.
- ✓ Apagar el motor (1).
- ✓ Dejar encendido el ventilador por unos minutos para refrigerar el sistema.
- ✓ Apagar el ventilador (2).



- ✓ Descargar el aire presurizado que se encuentra en el tanque final de almacenamiento.



Tabla de datos

	Compresión en dos etapas	Compresión en una etapa
T1[°C]		
T2[°C]		
T3[°C]		
T4[°C]		
p1[psi]		
p2[psi]		
p3[psi]		
p4[psi]		
P1[Kw]		
P2[Kw]		
V[m/s]		

Puntos del sistema.  
1. Ambiente.

2. Salida de la primera etapa.
3. Entrada a la segunda etapa.
4. Salida de la segunda etapa.

**Tabla de resultados.**

	Compresión en dos etapas	Compresión en una etapa
Disp1 [CFM]		
Disp2 [CFM]		
R1		
R2		
VE1		
VE2		
Q teórico [CFM]		
Q real [CFM]		
Hp teórico		
Hp real		
Hp/Q (teórico) [HP/CFM]		
Hp/Q (real) [HP/CFM]		

**Análisis de resultados.**

- ✓ Después de realizar los cálculos para completar la tabla de resultados, se debe encontrar la disminución de potencia (Hp/Q) del sistema de dos etapas, con relación a la potencia consumida por el sistema en una sola etapa y el delta de temperatura del aire (entre la salida de la primera etapa y la entrada a la segunda) producto del enfriamiento del sistema de refrigeración.
- ✓ De una breve explicación de la relación entre el enfriamiento del aire y el ahorro de potencia con sus palabras.
- ✓ Que sucedería en el banco de pruebas si el enfriamiento del aire fuera menor.  
¿Por qué razón los Cfm de aire succionado en una etapa fue menor que en dos etapas?



LABORATORIO DE MAQUINAS  
TERMICAS ALTERNATIVAS



<b>Práctica N° 18 Determinación de la potencia requerida en un sistema de compresión en dos etapas en función de las relaciones de compresión de primera y segunda etapa.</b>		Página 4 de 5
<b>Director:</b> Ing. Jorge Luis Chacón	<b>Auxiliar:</b>	<b>Fecha:</b>
<b>Nombre:</b>		<b>Código:</b>
<b>Objetivos de la práctica</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Calcular la potencia teórica consumida en el sistema de compresión en dos etapas.</li> <li>• Calcular la capacidad máxima teórica del sistema.</li> <li>• Estudiar el efecto de las relaciones de compresión, de primera y segunda etapa, en el requerimiento de potencia del sistema.</li> </ul>		
<b>Materiales</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Anemómetro.</li> <li>• Pinza amperimétrica.</li> <li>• Banco de pruebas.</li> <li>• Cronometro.</li> <li>• computador</li> </ul>		
<b>Marco teórico</b>		
<b>Capacidad máxima teórica</b> La capacidad máxima teórica de un cilindro de un compresor reciprocante está dada por la ecuación		
$Q = 0.0509 * \frac{P_s}{T_s} * \frac{Z_{std}}{Z_s} * Disp * \left[ 1 - CL * \left( \frac{1}{R^N} - 1 \right) \right] \quad (1)$		
Donde $Q$ = Capacidad en millones de $ft^3/día$ estándar (Ref. 14,7 $Psia$ , 520 °R) $P_s$ = Presión de succión, $Psia$ (brida) $T_s$ = Temperatura de succión, °R $Z_{std}$ = Factor de compresibilidad en condiciones estándar. $Z_s$ = Factor de compresibilidad en las condiciones de succión. $Disp$ = Desplazamiento del cilindro, $CFM$ $CL$ = Volumen de holgura libre del cilindro como una función decimal del volumen desplazado. $R$ = Relación de presión a través del cilindro (de brida a brida) $N$ = Exponente del volumen politrópico en las condiciones de operación.		

La porción crítica de la ecuación es la eficiencia volumétrica teórica definida como:

$$VE = 1 - CL * \left( R^{\frac{1}{N}} - 1 \right) \quad (2)$$

Esta ecuación describe la variación de la capacidad de un compresor dado, como una función del volumen de espacio libre residual, la relación de presión y el gas. Las tendencias son:

### Desplazamiento

$$\text{Disp} = (A_p) * S * \frac{\text{RPM}}{1728} \quad [\text{CFM}] \quad (3)$$

$A_p$  = área del pistón, in<sup>2</sup>

S = carrera, in

RPM = velocidad de rotación

### Caballos de potencia

Al calcular los caballos de potencia debe tomarse en consideración el factor de compresibilidad Z, ya que su influencia es considerable en muchos gases, en particular a presiones elevadas.

La eficiencia de compresión se basa en la potencia (en HP) teórica isentrópica. La ecuación permite calcular tal potencia.

$$HP = 43.67 * Q * \frac{N}{N-1} * (R^{(N-1)/N} - 1) * \frac{1}{\eta_c * \eta_m} \quad (5)$$

Donde  $\eta_c$  es la eficiencia de compresión y  $\eta_m$  eficiencia mecánica.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías recomiendan emplear un valor de 0.85 como un primer intento para el servicio lubricado. Deduzca un 0.05 adicional, para el servicio no lubricado, de un solo efecto, o ambos. Por lo general, se acepta que la eficiencia mecánica es de alrededor de 0.95, y este valor lo recomiendan la mayoría de los fabricantes.

Por lo general, los compresores de desplazamiento positivo emplean eficiencias mecánicas que varían del 74% al 95%, dependiendo del tamaño y tipo de unidad.

La inspección de esta ecuación indica que los efectos principales sobre la potencia isentrópica son la capacidad Q y la relación de presión R: (1) los caballos de potencia aumentan con la capacidad y, (2) los caballos de potencia aumentan con la relación de presión hasta que, con el aumento en esta relación, la disminución en la capacidad se convierte en el factor dominante.

### Referencias de volumen

Debido a que las cantidades que suelen ser las más necesarias son el volumen original de admisión y el volumen de admisión de las etapas subsecuentes (ambos en una base por minuto), a continuación se

presenta un resumen de ecuaciones, en el cual, la palabra seco significa que no existe vapor de agua en la cantidad de gas o mezcla de gases en cuestión:

Con base en los *SCFM* (*cfm* medidos a 14.7 *Psi*, 60 °*F*, seco)

$$V_1 = SCFM * \frac{14.7}{P_1} * \frac{T_1}{520} * Z_1 \quad (6)$$

Con base en el flujo de peso (*W lb/min*, seco)

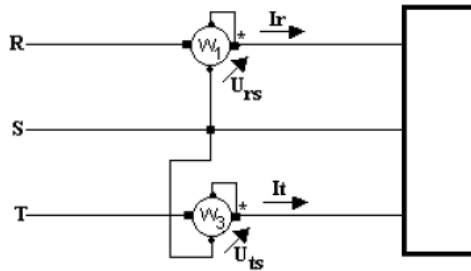
$$V_1 = \frac{W * 1545 * 14.7 * T_1}{144 * P_1 * M} * Z_1 \quad (7)$$

Con base en el flujo molar (*N mol/min*, seco)

$$V_1 = \frac{N * 379 * 14.7 * T_1}{P_1 * 520} * Z_1 \quad (8)$$

### Medición de potencia trifásica.

Figura 1. Medición de potencia trifásica por el método de los dos wátmetros



La potencia activa es igual a la suma algebraica de las dos lecturas. En efecto:

$$W_1 = U_{rs} * I_r \quad (9)$$

$$W_3 = U_{ts} * I_t \quad (10)$$

$$W_1 + W_3 = (U_r - U_s) * I_r + (U_t - U_s) * I_t = U_r * I_r + U_t * I_t - U_s * (I_r + I_t) \quad (11)$$

Siendo:

$$I_r + I_s + I_t = 0 \quad I_r + I_t = -I_s \quad (12)$$

y reemplazando resulta

$$Pot = W_1 + W_3 = U_r * I_r + U_s * I_s + U_t * I_t \quad (13)$$

La indicación de cada wátmetro no corresponde con la potencia de una fase en particular, pero su suma

algebraica es igual a la potencia trifásica.

Tabla 1. Especificaciones del compresor de primera etapa.

MODELO	430-2065A
ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Motor (Hp)	3,0
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 2
Consumo L/min	330
CFM	11,65
Velocidad (rpm)	800
Diám. Polea (Pulg)	10,5
Presión Máx. (PSI)	140
Desplazamiento (mm)	46
Espacio libre	6,5 %
DIMENSIONES Y PESOS	
Largo x Ancho x Alto (mm)	400 x 285 x 335
Peso Neto (Kg.)	21

Tabla 2. Especificaciones del compresor de segunda etapa.

MODELO	430-1065A
ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Diám. Pistón (mm) x Cant.	65 x 1
Consumo L/min	150
CFM	5,30
Diám. Polea (Pulg)	10
Desplazamiento (mm)	38
Espacio libre	5%
DIMENSIONES Y PESOS	
Largo x Ancho x Alto (mm)	230 x 215 x 285
Peso Neto (Kg.)	9,2

Tabla 3. Datos técnicos nominales del motor.

<b>hp</b>	<b>3</b>	<b>factor de potencia</b>	<b>0,82</b>
<b>kw</b>	<b>2.2</b>	<b>velocidad nominal rpm</b>	<b>1662</b>
<b>F.s</b>	<b>1,15</b>	<b>torque nominal Nm</b>	<b>12,86</b>
<b>corriente nominal [A]</b>	<b>9,6</b>	<b>peso Kg</b>	<b>22</b>
<b>eficiencia</b>	<b>74,6</b>		

*Área efectiva del anemómetro: 0.002638 [ft<sup>2</sup>]*

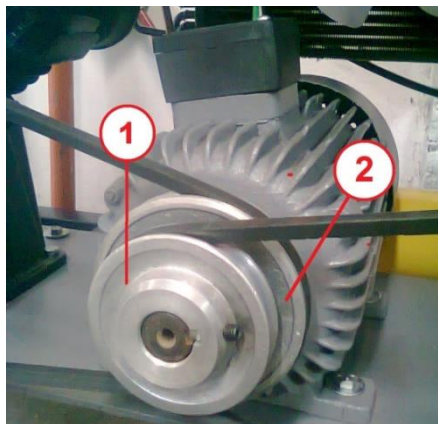
*Eficiencia del sistema de compresión en dos etapas a 126 psi= 0,546*

**Procedimiento**

- ✓ Verifique que el tanque final de almacenamiento de aire está totalmente descargado (observando el manómetro P4).



- ✓ Acoplar en el eje del motor las poleas de 5,5 (2) y 4 (1) pulgadas para el compresor de primera y segunda etapa respectivamente.

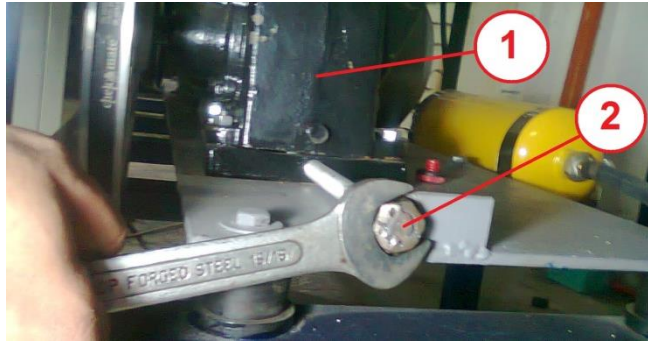


- ✓ Verificar que las tenciones de las bandas son adecuadas.



- ✓ En caso que se encuentre destensionada, apretarla usando el tornillo (2) que se encuentra en la

base del compresor de segunda etapa (1).



- ✓ Encender el ventilador del sistema de refrigeración (2).
- ✓ Encender el motor trifásico (1).



(1) Interruptor del motor. (2) Interruptor del ventilador.

- ✓ Mientras el motor se encuentre en funcionamiento debe mantenerse una distancia de seguridad de mínimo un metro entre los participantes y el banco de compresores para prevenir accidentes con los sistemas móviles.
- ✓ Tarar la válvula de descarga del tanque final de almacenamiento en 100 psi (esto debe realizarse rotando la cabeza de la válvula de descarga)

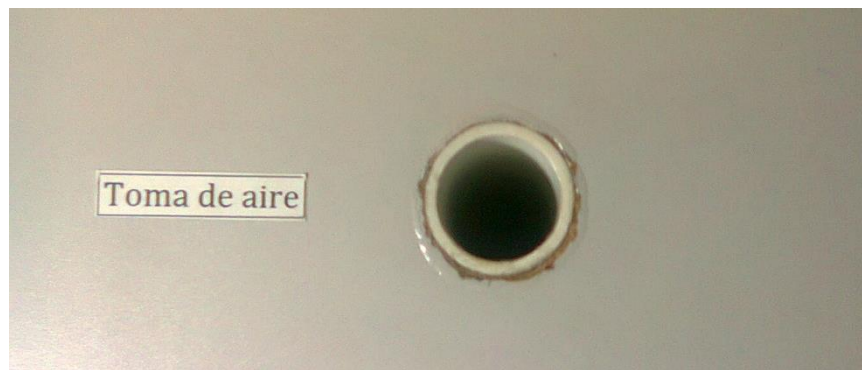


- ✓ Mantener el sistema en funcionamiento por 8 minutos mientras las temperaturas se estabilizan.
- ✓ Tomar las lecturas de los termómetros y manómetros en los diferentes puntos de sistema y registrarlos en la tabla de datos.
- ✓ Tomar los valores de potencia (Pot1 [Kw] y Pot3 [Kw]) por medio del programa de adquisición de datos de la pinza amperimétrica UT 231.



Pot1 conectar la punta negra de la pinza con el cable negro, conectar la punta roja de la pinza con el cable verde y rodear el cable verde con la pinza; Pot 3 dejando el cable negro en su posición, mover la punta roja conectándola con el cable blanco y rodear el cable blanco con la pinza.

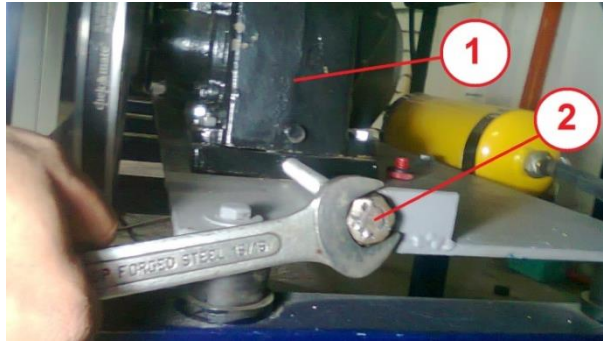
- ✓ Tomar la lectura del anemómetro (velocidad del aire que entra a la primera etapa) en el agujero que se encuentra a la izquierda de la mesa del banco de pruebas.



- ✓ Apagar el motor.
- ✓ Descargar el tanque final de almacenamiento.



- ✓ Desmontar la polea de 3 pulgadas e instalar la polea de 3,5 pulgadas, para esto primero libere la atención de la banda soltando el tornillo (2) en la base del compresor (1).



- ✓ Retire la primer polea acoplada al eje del motor, para esto suelte el tornillo de seguridad.



- ✓ Retire la polea de 3 pulgadas y acople la de 3,5



- ✓ Apreté muy bien los tornillos de las poleas que dan el ajuste con el cunero.



- ✓ Coloque y apriete el tornillo de seguridad en el eje del motor.



- ✓ Revisar que la tensión de la banda sea la adecuada



- ✓ Poner en funcionamiento el motor.
- ✓ Esperar 8 minutos para las temperaturas del sistema se establecen.
- ✓ Realizar la toma de datos repitiendo la secuencia antes mencionada.
- ✓ Realizar el mismo procedimiento (instalación de polea y toma de datos) para las poleas de 4; 4,5 y 5 pulgadas.



- ✓ Apagar el motor.
- ✓ Descargar el tanque final de almacenamiento



Apagar el ventilador después de unos 10 minutos para que el sistema se enfríe.

Tabla de datos					
	Poleas conductoras (compresor de segunda etapa)				
	POL1	POL2	POL3	POL4	POL5
P1 [psia]					
P2 [psia]					
P3 [psia]					
P4 [psia]					
T1 [°C]					
T3 [°C]					
V aire[m/s]					
POT 1 [kw]					
POT 3[kw]					

Puntos del sistema.

1. Ambiente.
2. Salida de la primera etapa.
3. Entrada a la segunda etapa.
4. Salida de la segunda etapa..

Tabla de resultados.					
	Poleas conductoras (compresor de segunda etapa)				
	POL1	POL2	POL3	POL4	POL5
Disp1 [CFM]					
Disp2 [CFM]					
R1					
R2					
VE1					
VE2					
Qteorico [CFM]					
Qreal [CFM]					
Hp teórico					
Hp real					
Hp/Q [HP/CFM] (teórico)					
Hp/Q [HP/CFM] (real)					

**Análisis de resultados.**

- ✓ Después de realizar los cálculos para completar la tabla de resultados, se realizar una gráfica de los requerimientos de potencia (Hp/Q) del sistema de compresión en dos etapas en función de la relación de compresión de primera y segunda etapa segunda etapa.
- ✓ ¿Qué tendencia se observa en cada una de las gráficas?
- ✓ ¿Cómo varia la eficiencia volumétrica de entrada en función de la relación de compresión de primera etapa? realice una grafica



**LABORATORIO DE MAQUINAS  
TERMICAS ALTERNATIVAS**



<b>Práctica N° 19 Diseño y selección de un compresor para una red neumática, calculando las dimensiones del compresor, numero de etapas así como su requerimiento de potencia.</b>		Página 1 de n
<b>Director:</b> Ing. Jorge Luis Chacón	<b>Auxiliar:</b>	<b>Fecha:</b>
<b>Nombre:</b>		<b>Código:</b>
<b>Objetivos de la práctica</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Determinar el número de etapas necesarias para la red neumática.</li> <li>• Determinar los caballos de potencia necesarios para el sistema.</li> <li>• Determinar el diámetro interior para cada una de las etapas del sistema.</li> <li>• Determinar y verificar las cargas estructurales para cada etapa de compresión.</li> </ul>		
<b>Materiales</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tablas de selección de compresores.</li> <li>• Tablas termodinámicas del fluido en operación.</li> <li>• Computador</li> </ul>		
<b>Marco teórico</b>		
<b>Caballos de potencia</b> La eficiencia de compresión se basa en la potencia (en HP) teórica isentrópica. La ecuación permite calcular tal potencia.		
$HP = 43.67 * Q * \frac{N}{N-1} * (R^{(N-1)/N} - 1) \quad (1)$		
La inspección de esta ecuación indica que los efectos principales sobre la potencia isentrópica son la capacidad $Q$ y la relación de presión $R$ : (1) los caballos de potencia aumentan con la capacidad y, (2) los caballos de potencia aumentan con la relación de presión hasta que, con el aumento en esta relación, la disminución en la capacidad se convierte en el factor dominante.		
<b>Agregados de potencia</b> Los mismos factores que afectan la capacidad tienen un efecto adverso sobre la potencia. Resulta apropiado llamarlos agregados, en oposición al término <i>pérdidas</i> , que es más popular. La razón es que los caballos de potencia que en realidad consume un compresor son casi siempre mayores que la potencia isentrópica. Los agregados de potencia tienen tres efectos sobre los caballos de potencia necesarios para la compresión. El primer efecto es el de agregar potencia a las porciones de succión y descarga del diagrama presión-volumen. Esto es causado por las pérdidas en las válvulas. El segundo efecto es el de distorsionar las líneas de compresión de re expansión, causado por las fugas y la transferencia interna de calor. El tercer efecto		

consiste simplemente en agregar la potencia necesaria para superar la fricción mecánica.

Al acumular los agregados de potencia se encuentran algunos efectos importantes provenientes de las válvulas, en tanto que otros efectos ocasionados por fugas y calentamiento son un poco menores en La mayoría de las aplicaciones, con excepción de unas pocas.

Estas aplicaciones están confinadas a las de baja presión de succión y de baja densidad, tal como sucede en las bombas de vacío. La función puede considerarse como un agregado directo. Con estas consideraciones, la siguiente ecuación puede emplearse para estimar los requisitos de caballos de potencia del cilindro de un compresor y de su equipo de operación correspondiente.

Donde:

$\eta_c = \text{eficiencia de compresión}$

$\eta_m = \text{eficiencia mecánica}$

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías como la Dresser-Rand recomiendan emplear un valor de 0.85 como un primer intento para el servicio lubricado. Deduzca un 0.05 adicional para el servicio no lubricado, de un solo efecto, o ambos. Por lo general, se acepta que la eficiencia mecánica es de alrededor de 0.95, y este valor lo recomiendan la mayoría de los fabricantes.

Los lectores que necesiten un *análisis* más preciso de la potencia, pueden ponerse en contacto con los vendedores de compresores. Existen muchas variaciones de diseño entre los vendedores que pueden tener una influencia significativa sobre la potencia real.

### **Gas ideal**

Muchos procesos de compresión pueden describirse empleando la ley del gas ideal.

$$P * V = m * T * \frac{10.73}{MW} \quad (2)$$

Donde:

$P = \text{presión, Psia}$

$V = \text{volumen, ft}^3$

$m = \text{masa, lbm}$

$MW = \text{peso molecular, lbm/mol}$

$T = \text{temperatura, Rankine}$

Esto, junto con una descripción de un proceso isentrópico nos permite describir en forma teórica un proceso de compresión. Esta ecuación es:

$$P * V^N = \text{constante} \quad (3)$$

Donde  $N = \text{relación de calor específico}$

La temperatura de descarga puede estimarse como una temperatura isentrópica al final del proceso de compresión. Esto se da mediante

$$T_d = T_s * R^{(N-1)/N} \quad (4)$$

Donde:

$T_d$  = temperatura de descarga, Rankine

$T_s$  = temperatura de succión, Rankine

$R$  = relación de presión.

### Gas real

Ningún gas es verdaderamente ideal. Para aproximar un gas ideal se emplea un concepto Llamado factor de *compresibilidad*. Este factor se emplea para representar la diferencia entre un gas real y un gas ideal. Al emplear este factor, la ecuación puede volverse a escribir como:

$$P * V = Z * m * T * \frac{10.73}{MW} \quad (5)$$

Donde  $Z$  = factor de compresibilidad

Este factor se obtiene al emplear una ecuación de estado apropiada que describe con más exactitud las propiedades del gas.

El proceso isentrópico aún se describe como

$$P * V^N = constante \quad (3)$$

$N$  es ahora el exponente volumétrico isentrópico definido por las propiedades del gas real.

La temperatura de descarga se describe mediante

$$T_d = T_s * R^{(N_t-1)/N_t} \quad (6)$$

Donde  $N$  = exponente de la temperatura isentrópica definido por las propiedades del gas real

### Desplazamiento y espacio libre del compresor

El desplazamiento de un compresor para un cilindro de doble efecto se calcula mediante

$$Disp = (2 * A_p - A_r) * S * \frac{RPM}{1728} \text{ [CFM]} \quad (7)$$

$A_p$  = área del pistón, in<sup>2</sup>

$A_r$  = área del vástago del pistón, in<sup>2</sup>

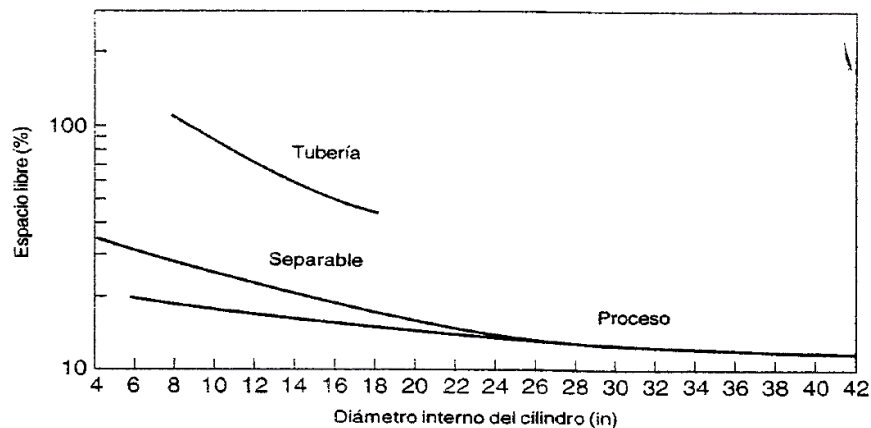
$S$  = carrera, in

$RPM$  = velocidad de rotación

Tabla 1. Tamaños más comunes de bastidores y geometrías disponibles de los principales fabricantes de compresores reciprocantes

Símbolo del bastidor	Carga estructural, lb	Carrera, in	Velocidad r/min	Número máximo de excéntricas	BHP por manivela	Diámetro del vástago, in	Diámetro interior máximo del cilindro, in
<b>Bastidores separables de alta velocidad</b>							
A	26 500	5.0	1200	4	480.0	2.0	22.50
B	50 000	6.0	1200	6	1000.0	2.50	26.50
<b>Bastidores para impulsor eléctrico</b>							
C	10 000	6.0	720	2	75.0	1.50	14.00
D	22 000	12.0	400	4	600.0	2.00	27.50
E	44 000	15.0	360	6	800.0	3.00	42.00
F	72 000	15.0	360	8	1900.0	3.50	42.00
G	90 000	15.0	360	10	2400.0	4.00	42.00
H	145 000	15.0	350	10	3300.00	5.00	42.00
I	170 000	15.0	360	10	4900.00	5.25	42.00
<b>Motores integrales</b>							
J	80 000	19.0	300	5	1000.0	4.00	17.50
K	105 000	19.0	330	8	1200.0	4.50	17.50

Figura 1. Tipo de cilindro versus espacio libre.



El espacio libre volumétrico del cilindro es un factor importante para calcular la capacidad del compresor. Para calcular dicha capacidad, en el dimensionamiento inicial se recomienda emplear los valores presentados en la figura 11. Esta figura proporciona los valores aproximados de espacio libre para tres clases de compresores. Esto permite al usuario seleccionar máquinas de alta velocidad, empleadas sobre todo en campos de gas, o máquinas de velocidad media o baja, empleadas en procesos y en grandes proyectos mejorados de recuperación de petróleo, y en máquinas de *baja* velocidad empleadas en la transmisión de gas natural por ductos.

### Etapas o escalonamientos

Como ya se mencionó antes, la primera decisión que debe tomarse corresponde al número de etapas de compresión que se utilizarán. Esto depende de muchos factores, y la evaluación se basa en las siguientes consideraciones:

1. Temperatura de descarga
2. Consideraciones del proceso (corrientes laterales)
3. Eficiencia general

#### 4. Cargas estructurales

#### 5. Eficiencia volumétrica

Los dos factores que tienen el mayor efecto sobre la confiabilidad del compresor son la temperatura de descarga y la eficiencia volumétrica. Cuando las temperaturas de descarga exceden los 149°C (300°F) en los compresores que utilizan aceite mineral para la lubricación del cilindro, se encuentra disminución en la confiabilidad. Esto se debe, sobre todo, al rompimiento del aceite lubricante y a los depósitos resultantes que ocasionan un alto desgaste y problemas en las válvulas.

Los lubricantes sintéticos con base en di ésteres, podrían proporcionar un incremento en la confiabilidad y se les debe tomar en consideración con seriedad. Se ha visto antes que, cuando la eficiencia volumétrica se torna muy baja, algunos de los factores que afectan la capacidad y la potencia se vuelven bastante grandes en comparación a las condiciones ideales. Esto y la confiabilidad de la válvula del compresor en el lado de descarga, conduce a limitar la eficiencia volumétrica de descarga en cualquier condición de operación, a un mínimo de 0.1 o 10%. Para calcular la eficiencia volumétrica de descarga, evalúe la eficiencia volumétrica de succión a partir de la ecuación. La eficiencia volumétrica de descarga está dada por:

$$VED = \frac{VE}{R^{1/N}} \quad (8)$$

Para un sistema entre etapas estrechamente acopladas a los cilindros, utilice para las pérdidas de presión un 1% para el recipiente de descarga de la primera etapa, 1% para el interenfriador y 1% para el recipiente de succión de la segunda etapa, para un total de 3%. Si el interenfriador se encuentra montado en forma remota, utilice un 1% adicional para la tubería, para obtener un total de 4%. Para la descarga final utilice un 1% para el recipiente, 1% para el post enfriador (si se emplea) y 1% para la tubería si el post enfriador se encuentra montado en forma remota.

#### **Fundamentos de dimensionamiento.**

El siguiente método paso a paso se recomienda para dimensionar el compresor. Aunque pueda parecer que el dimensionamiento es un asunto de seguir reglas de receta de cocina, se necesita bastante buen juicio y experiencia *para* hacerlo bien.

Para realizar una selección de un compresor recíprocante y los cálculos de dimensionamiento, debe darse la siguiente información:

1. Requisitos de capacidad (convertir a MMSCFD)
2. Presión y temperatura de succión inicial.
3. Temperatura del medio refrigerante y la temperatura de aproximación deseada (determina las temperaturas de succión entre etapas)
4. Presión final de descarga
5. *Capacidad* de corriente lateral, temperatura y presión (si se emplea)

6. Análisis del gas

7. Cualquier información de aplicación especial (relacionada con las necesidades particulares del usuario)

#### **Determinación del número de etapas**

Calcule la relación R de presión total. Si ésta excede a 5, es probable que se necesiten dos o más etapas. Suponga no más de un promedio de 3 como la relación por etapa, a menos que la temperatura de descarga lo permita. Utilice la ecuación para determinar el número de etapas.

Dónde:

$$R_s = (R_t)^{1/N_s} \quad (9)$$

$R_s$  = relación de presión de la etapa

$R_t$  = relación total

$N_s$  = número de etapas

#### **Determinación de las necesidades de diámetro interior del cilindro**

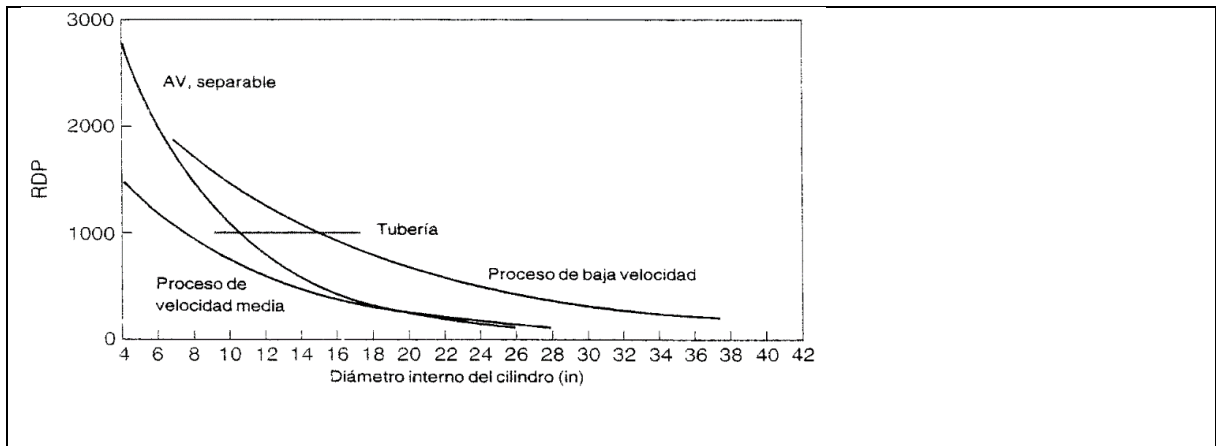
Para determinar los diámetros interiores del cilindro para cada etapa, utilice la figura 11 y la información de la carrera y velocidad de la tabla 1. Esto se realiza por el método de prueba y error. Esto puede lograrse de una mejor manera al dar una cantidad aproximada a un diámetro interior por arriba de la necesaria y otra por debajo, al calcular la capacidad y al graficar la capacidad de ese punto versus el diámetro interior.

El diámetro interior del cilindro necesario puede entonces determinarse mediante la capacidad necesaria, Recuerde que la capacidad necesaria debe dividirse entre el número total de cilindros empleados en cada etapa. Una sugerencia útil es que el vendedor del compresor pueda agregar espacio libre a un cilindro dado para alcanzar ciertas condiciones específicas de operación. Esto suele ser preferible a seleccionar diámetros interiores del cilindro que no sean estándar.

La figura. 12 indica los valores nominales de presión para varios diámetros interiores de cilindro y clases de máquina. Esta información solo es para cilindros fundidos. En el mercado existen disponibles cilindros de acero forjado para presión elevada. Verifique esto contra la presión de descarga para cada etapa. Sí se exceden los valores nominales de presión, puede incrementar el número de cilindros por etapa o desbalancear las relaciones de presión en vanas etapas para satisfacer los requisitos.

Esto último significa que debe regresarse a nuestro segmento anterior, que trata de la determinación de etapas, verificar las temperaturas y continuar de nuevo a partir de allí.

Figura 2. Tamaño del cilindro versus presión nominal de descarga.



### Procedimiento

Se desea comprimir gas metano puro a 500 *Psia*, sabiendo que la presión de succión es de 75 *Psia* y la temperatura es de 100 °*F*, la capacidad necesaria para este sistema es de 20 *MMSCFD*. La temperatura máxima del ambiente es de 110 °*F* y el enfriador de aire-gas nos da una aproximación de 30 °*F* con respecto al ambiente.

Se sabe que el sistema tiene una caída de presión del 1% en la succión inicial, del 3% entre etapas y del 2% en la descarga.

Determine:

- El número de etapas requeridas para el sistema.
- Los caballos de potencia aproximados para el sistema en 2 etapas y para el sistema si fuera en una sola etapa.
- El diámetro interno para cada etapa de compresión.

### Análisis de resultados.

- ✓ ¿En qué casos se debe recurrir a un sistema de compresión en múltiples etapas?
- ✓ ¿Cuál es el parámetro que se puede variar para cambiar la capacidad de un compresor de la forma más sencilla?
- ✓ ¿En qué casos es mejor usar refrigeración por agua o por aire?

## Anexo B. Cálculos para la selección de los equipos.

A continuación se plantean todos los cálculos que sustentan la selección de los compresores y motor para el sistema de compresión.

Espacio muerto de los compresores.

$$\checkmark Cl_1 = 0,05$$

$$\checkmark Cl_2 = 0,065$$

Constantes isoentrópicas.

$$\checkmark N_1 = 1,4$$

$$\checkmark N_2 = 1,4$$

$$\checkmark RPM_{motor} = 1730 \text{ rpm}$$

Factores de compresibilidad.

$$\checkmark Z_{st} = 1$$

$$\checkmark Z = 1$$

$$\checkmark P_{atm} = \frac{14,7 * 690}{760} = 13,2 \text{ Psi}$$

Datos geométricos del compresor de primera etapa

$$\checkmark Dp_{conductora 1} = 5,5 \text{ in}$$

$$\checkmark Dp_{conducida 1} = 10,5 \text{ in}$$

$$\checkmark D_{piston 1} = 6,5 \text{ cm}$$

$$\checkmark L_{piston 1} = 4,6 \text{ cm}$$

Velocidad de giro del compresor de primera etapa.

$$\checkmark RPM_{C1} = \frac{(RPM_{motor} * Dp_{conductora 1})}{Dp_{conducida 1}} = 906 \text{ rpm}$$

Desplazamiento del compresor de primera etapa.

$$\checkmark Disp_{piston 1} = \pi * \frac{(D_{piston 1})^2}{4} * \frac{L_{piston 1} * RPM_{C1} * 2}{28317} = 9,77 \frac{cm^3}{min}$$

Datos geométricos del compresor de segunda etapa

$$\checkmark Dp_{conductora 2} = 4 \text{ in}$$

- ✓  $D_{p_{conducida\ 2}} = 10\ in$
- ✓  $D_{p_{piston\ 2}} = 6,5\ cm$
- ✓  $L_{p_{piston\ 2}} = 3,8\ cm$

Velocidad de giro del compresor de primera etapa.

$$✓\ RPM_{C2} = \frac{(RPM_{motor} * D_{p_{conducidora\ 2}})}{D_{p_{conducida\ 2}}} = 692\ rpm$$

Desplazamiento del compresor de primera etapa.

$$✓\ Disp_{p_{piston\ 2}} = \pi * \frac{(D_{p_{piston\ 1}})^2}{4} * \frac{L_{p_{piston\ 1}} * RPM_{C1}}{28317} = 3,08\ \frac{cm^3}{min}$$

Datos del ambiente

- ✓  $P_1 = P_{atm} = 13,2\ Psi$  Considerando un 5% de pérdidas.
- ✓  $P_4 = 130 + P_{atm} = 143,2\ Psi$
- ✓  $T_{atm} = 29^\circ C$
- ✓  $T_1 = T_{atm} * 1,8 + 491,67 = 543,9^\circ R$

A continuación se plantea un sistema de ecuaciones:

- ✓  $P_3 = P_2 - 3$  (Se midieron 3 psi de perdida entre la salida de la primera etapa y la entrada de la segunda.)
- ✓  $R_1 = \frac{P_2}{P_1}$
- ✓  $R_2 = \frac{P_4}{P_3}$
- ✓  $R_{total} = \frac{P_4}{P_1}$
- ✓  $Q_2 = Q_1$
- ✓  $T_3 = T_1$  (el interenfriador baja la temperatura hasta una temperatura muy aproximada a la ambiente.)

Capacidad en millones de ft<sup>3</sup>/día estándar [MSCFD] (Ref. 14,7 psia, 520° R).

$$✓\ Q_1 = 0,0509 * \frac{P_1 * Z_{st}}{T_1 * Z} * Disp_{p_{piston\ 1}} * \left( 0,9 - Cl_1 * \left( R_1^{\left[ \frac{1}{N_1} \right]} - 1 \right) \right)$$

$$✓\ Q_2 = 0,0509 * \frac{P_3 * Z_{st}}{T_3 * Z} * Disp_{p_{piston\ 2}} * \left( 0,9 - Cl_2 * \left( R_2^{\left[ \frac{1}{N_2} \right]} - 1 \right) \right)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.

- ✓  $R_1 = 3,4$
- ✓  $R_2 = 3,4$
- ✓  $R_{total} = 10,85$
- ✓  $Q_2 = Q_1 = 0,01 [MSCFD] = 6,95 [CFM]$

Cálculo de las potencias

- ✓  $\eta_{C1} = 0,85$
- ✓  $\eta_{motor} = 0,9$
- ✓  $HP_1 = \left[ 43,67 * Q_1 * \left( \frac{N_1}{N_1-1} \right) * (R_1^{[N_1-1]} - 1) \right] * \frac{1}{\eta_{C1} * \eta_{motor}}$
- ✓  $HP_2 = \left[ 43,67 * Q_2 * \left( \frac{N_1}{N_1-1} \right) * (R_2^{[N_1-1]} - 1) \right] * \frac{1}{\eta_{C1} * \eta_{motor}}$

$$HP_{total} = HP_1 + HP_2$$

$$HP_{total} = 1,44 + 1,43 = 2,87 [HP]$$

Se seleccionó un motor de 3 HP de potencia.

**Anexo C. Manual de mantenimiento para el banco de compresores.**



LABORATORIO DE MAQUINAS  
TERMICAS ALTERNATIVAS



✓ <b>Manual de mantenimiento para el banco de compresores.</b>	Página 1 de 2
--	---------------

<b>Director:</b> Ing. Jorge Luis Chacón	<b>Auxiliar:</b>	<b>Fecha:</b>
<b>Nombre:</b>		<b>Código:</b>

**Introducción**

Al iniciar cada práctica de laboratorio en el banco de compresores se debe realizar el correspondiente plan de mantenimiento para evitar el mal funcionamiento del banco o futuras averías que puedan ser irreparables.

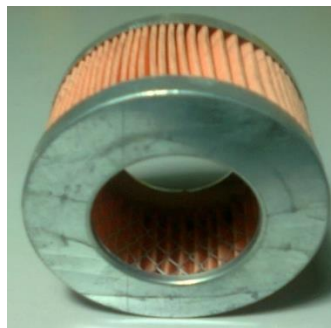


**Elementos a inspeccionar**

**Filtro de aspiración.**

Los compresores reciprocantes deben ser alimentados con gas limpio ya que no pueden manejar líquidos y partículas sólidas que pueden estar contenidas en el gas; estas partículas, tienden a causar desgaste y el líquido como es no compresible puede causar daños a las barras del pistón.

La limpieza del aire ambiente aspirado es uno de los requisitos más importantes para una larga vida útil del banco de compresores. Los filtros de aspiración deberán soplarse después de unas 50 horas de servicios con una pistola de soplado o sustituirse en caso necesario. No poner nunca el compresor en funcionamiento sin los filtros en la aspiración para evitar el deterioro del sistema por causa de suciedad dentro del sistema.



**Lubricación**

La principal función del lubricante es reducir la fricción entre las partes móviles y cualquier tipo de desgaste. Tiene que lubricar tanto los pistones en sus cilindros y los cojinetes del cigüeñal que mueven los pistones. Antes de cada práctica de laboratorio realizada en este banco, controle el nivel de aceite por medio del indicador de nivel de aceite. Si el nivel de aceite cubre el círculo rojo del indicador en cada uno de los compresores, el banco de compresión tiene el nivel de aceite óptimo, en caso contrario, llene hasta que el

círculo rojo del indicador este cubierto de aceite.

Los pistones y cilindros de un compresor recíprocante son normalmente enfriados con agua o aire. Sin embargo, el calor es retirado de las superficies de los cojinetes por el aceite lubricante. El primer cambio de aceite debería realizarse entre 50 a 70 horas de servicio, teniendo en cuenta el nivel de humedad y de suciedad que presenta el ambiente en el que opera el sistema.

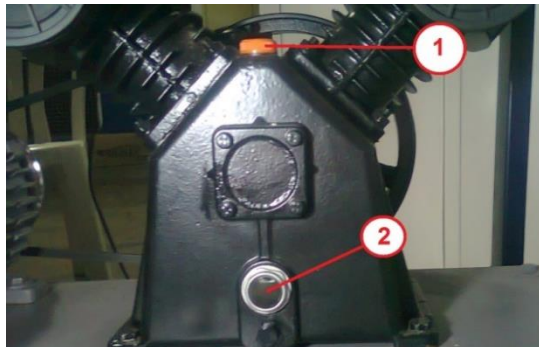
Cambios recomendados de aceite:

- En el caso de aceite mineral para compresores, una vez al año.
- En el caso de aceite sintético para compresores, cada dos años.

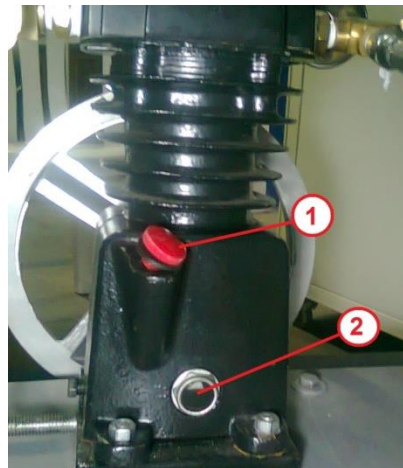
El lubricante debe también prevenir la corrosión. Esto puede ser una tarea difícil ya que los compresores tienden a producir calor y condiciones de humedad que promueven la corrosión. En el interior de los cilindros de un compresor recíprocante se generan altas presiones. El lubricante debe producir una película suficientemente fuerte para evitar la fuga de aire entre los anillos del pistón y las paredes del cilindro.

Debe realizarse una inspección del nivel de aceite de cada compresor, para esto revisar que el nivel no está por debajo del punto rojo en el visor ubicado en la parte posterior de cada compresor respectivamente.

Compresor de primera etapa:



Compresor de segunda etapa:



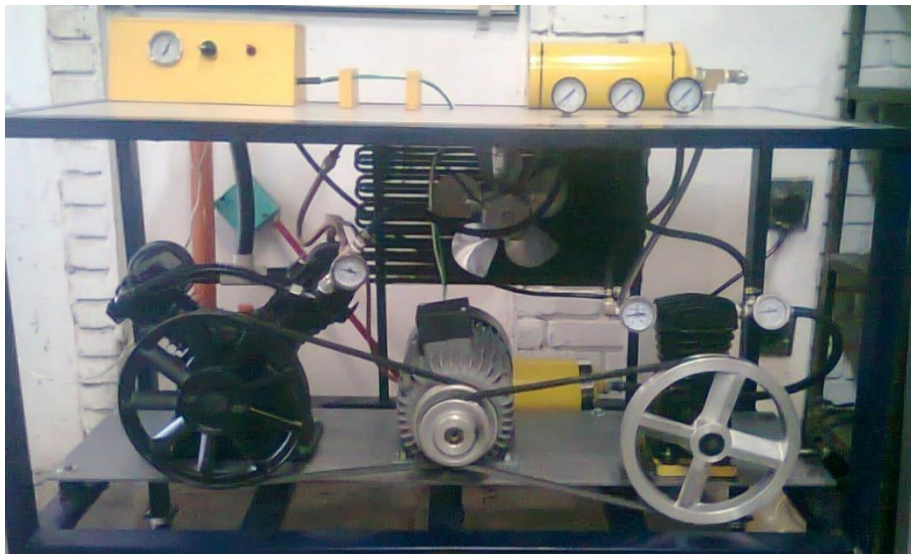
**Tensión de las correas**

Verificar que las correas de accionamiento estén en su perfecto estado y tensión, para que el sistema aproveche la mayor cantidad de potencia en el sistema y no se pierda debido a la mala transmisión por el estado de las bandas, en el caso de estar averiadas se procederá a su reemplazo y darle la tensión adecuada.



### **Chequeo visual**

Mediante una breve inspección revisar cada uno de los tornillos de apriete y elementos del sistema, asegurándose de que se encuentren adecuadamente ajustados para evitar posteriores averías y fallas en el sistema. De esta forma garantizar el correcto funcionamiento del banco.



### **Ajuste de las poleas**

Revisar el adecuado ajuste en las poleas conductoras cada vez que se inicie una práctica en el banco o cuando se cambien las poleas. Se debe tener en cuenta que si el sistema tiene un ruido como de golpeteos es porque hay una polea mal ajustada.

En estos casos o en caso que se quiera realizar un cambio de polea en el desarrollo de la práctica, los pasos son los siguientes:

- ✓ Primero soltar el tornillo de seguridad acoplado al eje del motor.



- ✓ Soltar el tornillo que asegura la polea al cuñero y retirarla del eje.



- ✓ Realizar el cambio de polea necesario.



- ✓ Ajustar muy bien los tornillos que apretar el cuñero del eje del motor.

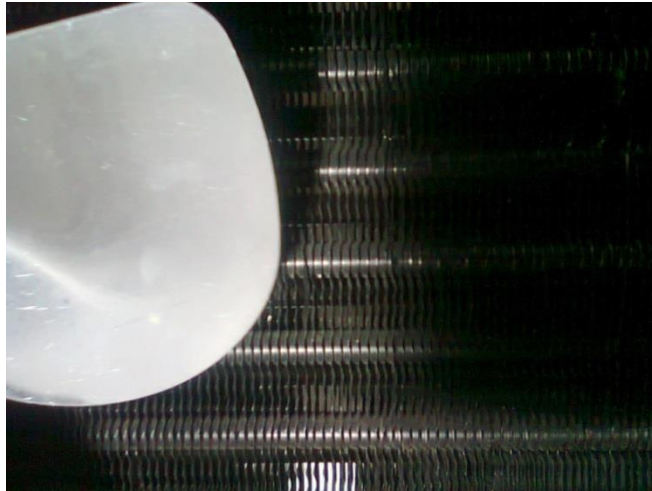


- ✓ Instalar el tornillo de seguridad en el eje del motor.



### **Sistema de Refrigeración**

Revisar que la serpentina del Interenfriador se encuentre limpia de polvo y telaraña y no esté desobstruida por algún elemento para garantizar una buena transferencia de calor al medio ambiente.



### **Comprobación eléctrica**

Revisar principalmente que todas las conexiones eléctricas estén bien apretadas, ya que las conexiones flojas causaran caída de voltaje el que podrá ser causante de varios problemas eléctricos. Revisar que el sistema se encuentre correctamente energizado, teniendo en cuenta la conexión del motor trifásico y la del ventilador del sistema de refrigeración.

No olvidar que antes de realizar la respectiva conexión eléctrica, asegurarse que el sistema se encuentre con los interruptores en apagado, para no tener inconvenientes con el motor trifásico o con el ventilador.