

Sesión N° 6

## Ensayo de comportamiento del compresor Reciproco

Laboratorio de Máquinas (ICM 557)

Segundo Semestre 2020

Profesores: Cristóbal Galleguillos

Tomas Herrera

Ayudante: Ignacio Ramos

Paralelo: 3

Nombre: 8501

Fecha: 27 de noviembre del 2020

## 1 Resumen

Se presenta un resumen de las conclusiones del análisis comparativo obtenido de un compresor reciproco.

Ventajas:

- Mayor flexibilidad en capacidad de flujo y rango de presiones.
- Más alta eficiencia y costo de potencia más bajo.
- Capacidad de manejar pequeños volúmenes de gas.
- Son menos sensitivos a la composición de los gases y las propiedades cambiantes.
- Presentan menores temperaturas de descarga por su enfriamiento encamisado.
- Pueden alcanzar las presiones más altas.

Desventajas:

- Fundaciones más grandes para eliminarlas altas vibraciones por el flujo pulsante.
- En servicios continuos se requieren unidades de reserva, para impedir paradas de planta debido al mantenimiento.
- Los costos de mantenimiento son 2 a 3 veces más altos que los compresores otros compresores, como por ejemplo el compresor centrífugo.
- El funcionamiento continuo es más corto que para los compresores de tornillo.
- Requieren inspección más continua.
- Cambios en la presión de succión pueden ocasionar grandes cargas en las barras del pistón.

## 2 Índice

### Contenido

1 Resumen .....	2
2 Índice .....	3
3 Introducción .....	5
4 Objetivos.....	6
5 Metodología/Procedimientos.....	7
6 Resultados.....	9
6.1 Rendimientos y Capacidad.....	9
6.2 Comparación entre la temperatura de aspiración y descarga. ....	11
6.3 Comparación entre presiones de aspiración, descarga y intermedia. ....	12
6.4 Comparación entre Potencias ensayadas. ....	13
6.5 Comparación entre temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración / Comparación entre el caudal de agua y el calor de la refrigeración del compresor. ....	16
6.6 Relación de compresión entre los cilindros.....	17
7 Conclusión.....	19
7.1 Rendimientos y Capacidad.....	19
7.2 Comparación entre la temperatura de aspiración y descarga. ....	19
7.3 Comparación entre presiones de aspiración, descarga y intermedia. ....	19
7.4 Comparación entre Potencias ensayadas. ....	20
7.5 Comparación entre temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración / Comparación entre el caudal de agua y el calor de la refrigeración del compresor. ....	20
7.6 Relación de compresión entre los cilindros.....	21
8 Referencias.....	22
9 Anexo .....	23
9.1 Formulas: .....	23

9.1.1 Capacidad:.....	23
9.1.2 Cilindrada:.....	23
9.1.3 Desplazamiento: .....	23
9.1.4 Rendimiento volumétrico real:.....	24
9.1.5 Rendimiento volumétrico convencional: .....	24
9.1.6 Rendimiento volumétrico convencional indicado: .....	24
9.1.7 Presión media indicada:.....	24
9.1.8 Potencia indicada:.....	25
9.1.9 Corriente media: .....	25
9.1.10 Potencia Eléctrica: .....	25
9.1.11 Caudal de agua:.....	25
9.1.12 Calor transferido: .....	25
9.1.13 Error experimental (2): .....	26
9.2 Tablas .....	26
9.2.1 Datos del ensayo de compresor reciproco. ....	26
9.2.2 Datos calculados.....	26
9.2.3 Datos normalizados relación de compresión de cada cilindro. ....	27
9.2.4 Datos normalizados de la presión de aspiración y descarga de cada cilindro en función de la presión de descarga. ....	28
9.2.5 Datos calculados a partir de los diagramas.....	28

### 3 Introducción

En el presente informe se muestran los resultados obtenidos del ensayo de un compresor reciproco y su posterior análisis,

El compresor reciproco es una máquina de desplazamiento positivo debido al cambio en el volumen de la cámara de compresión. Son compresores de carga variable; a pesar de manejar menores flujos de gas, pueden alcanzar altas presiones y en muchos casos con un cambio en la velocidad de giro o diámetro del cilindro se ajustan a nuevas condiciones de operación de la instalación.

## 4 Objetivos

- Analizar el comportamiento del compresor recíproco sometido a distintas condiciones de operación.

Preguntas a responder:

- Graficar el rendimiento volumétrico real, convencional, convencional indicado y la capacidad, en función de la presión de descarga.
- ¿La forma de las curvas es la correcta?
- ¿Los valores del rendimiento volumétrico real están en el rango que le corresponde?
- ¿Cómo explica las diferencias entre el rendimiento volumétrico real y los otros rendimientos?
- Graficar la temperatura de aspiración y descarga de cada cilindro, en función de la presión de descarga. En hoja nueva y completa.
- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.
- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?
- Graficar la presión de aspiración y descarga de cada cilindro y la presión intermedia teórica, en función de la presión de descarga. En hoja nueva y completa.
- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.
- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?
- ❖ Graficar la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración; el caudal de agua; el calor total de la refrigeración del compresor, en función de la presión de descarga. En hoja nueva y completa.
- ❖ ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.
- ❖ ¿Los valores están en el rango que le corresponde?
- Graficar la relación de compresión de cada cilindro, en función de la presión de descarga. En hoja nueva y completa.
- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.
- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

## 5 Metodología/Procedimientos.

Antes de iniciar la experiencia se definen parámetros del compresor reciproco ensayado:

- Diámetro CBP: 170 [mm].
- Diámetro CAP: 110 [mm].
- Carrera: 130 [mm].
- Volumen en espacio muerto CBP:  $170[cm^3]$ .
- Volumen en espacio muerto CAP:  $94[cm^3]$ .
- Velocidad nominal: 600 [rpm].
- Caudal de aire nominal:  $1,5 [\frac{m^3}{min}]$ .
- Presión nominal:  $7[\frac{kp}{cm^2}]$ .
- Volumen del estanque de acumulación: 585,3[l]

Las normas utilizadas para el ensayo son:

- Normas ANSI/AMCA 210-99 y ANSI/ASHRAE 51-99: establecen como condiciones estándar al aire a una temperatura de 293, 15 [K], una presión de 101.325 [Pa] y una humedad relativa del 50 [%].
- Norma ISO 1217: Los valores dados por el fabricante se refieren a aire FAD. Temperatura de 293,15 [K], presión de 1 [bar] y humedad relativa de 0 [%].

Para la realización de la experiencia se siguieron los siguientes pasos:

- Instalar y preparar los instrumentos para medir: temperaturas, potencia indicada y eléctrica, tensión y corriente, flujos de aire y agua.
- Poner en marcha el compresor y esperar un tiempo para que se estabilice su operación.

Con la presión manométrica de descarga nominal,  $7 [\frac{kp}{cm^2}]$ . tome las siguientes mediciones:

- Presión de descarga en  $[\frac{kp}{cm^2}]$ .
- Velocidad del compresor, [rpm].
- Temperatura de aspiración y de descarga de ambos cilindros, [EC].
- Diagramas indicados para cada cilindro.
- Temperatura del estanque de baja presión, [EC].

- Presión en el estanque de baja presión, [cmca].
- Temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración, [EC].
- Tiempo en llenarse el recipiente de volumen conocido, [s].
- Tensión y corriente eléctrica, [V] y [A] respectivamente.
- Potencia eléctrica, método de los dos Wattmetros, [kW].

Se repiten las mediciones para las presiones 6, 5, 4,., hasta  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ .

La presión atmosférica, [mmHg], se mide al inicio del ensayo.

Para los cálculos correspondientes se utilizaron las fórmulas del anexo 9.1 y las tablas del anexo 9.2



## 6 Resultados.

Compresor reciproco ensayado.

En esta sección se presentarán los resultados obtenidos del ensayo realizado a un compresor reciproco sometido a distintas condiciones de operación.

### 6.1 Rendimientos y Capacidad.

En la Grafico1 se representan los Rendimientos<sup>1</sup> y Caudal<sub>1</sub> vs presión de descarga. En este se aprecia que el máximo caudal se alcanza a los  $78,3[\frac{m^3}{h}]$  a una presión de descarga de  $1[\frac{kp}{cm^2}]$  mientras que el mínimo caudal se alcanza a los  $73,4[\frac{m^3}{h}]$  a una presión de descarga de  $7[\frac{kp}{cm^2}]$ .

Se observa una relación inversamente proporcional entre la capacidad y la presión de descarga, generando una disminución en la capacidad mientras la presión de descarga aumenta. Este comportamiento es el que uno esperaría al generarse un aumento en la temperatura del aire (producto de la expansión del gas), generando que la masa de aire comprimido sea menor y por ende la disminución de la capacidad.

Rendimiento volumétrico real:

- El máximo rendimiento volumétrico real se alcanza a los 87,280[%] a una presión de descarga de  $1[\frac{kp}{cm^2}]$  mientras que el mínimo rendimiento se alcanza a los 81,1[%] a una presión de descarga de  $7[\frac{kp}{cm^2}]$ .
- Se observa que el rango de operación esperado para el rendimiento volumétrico real debería estar dentro de un [50-80] [%], lo cual no se da.
- Se observa una variación porcentual de 9,1[%] entre el máximo rendimiento alcanzado y el esperado.

Rendimiento Volumétrico convencional:

- El máximo rendimiento volumétrico convencional se alcanza a los 96,1[%] a una presión de descarga de  $1[\frac{kp}{cm^2}]$  mientras que el mínimo rendimiento se alcanza a los 81,305[%] a una presión de descarga de  $7[\frac{kp}{cm^2}]$ .

---

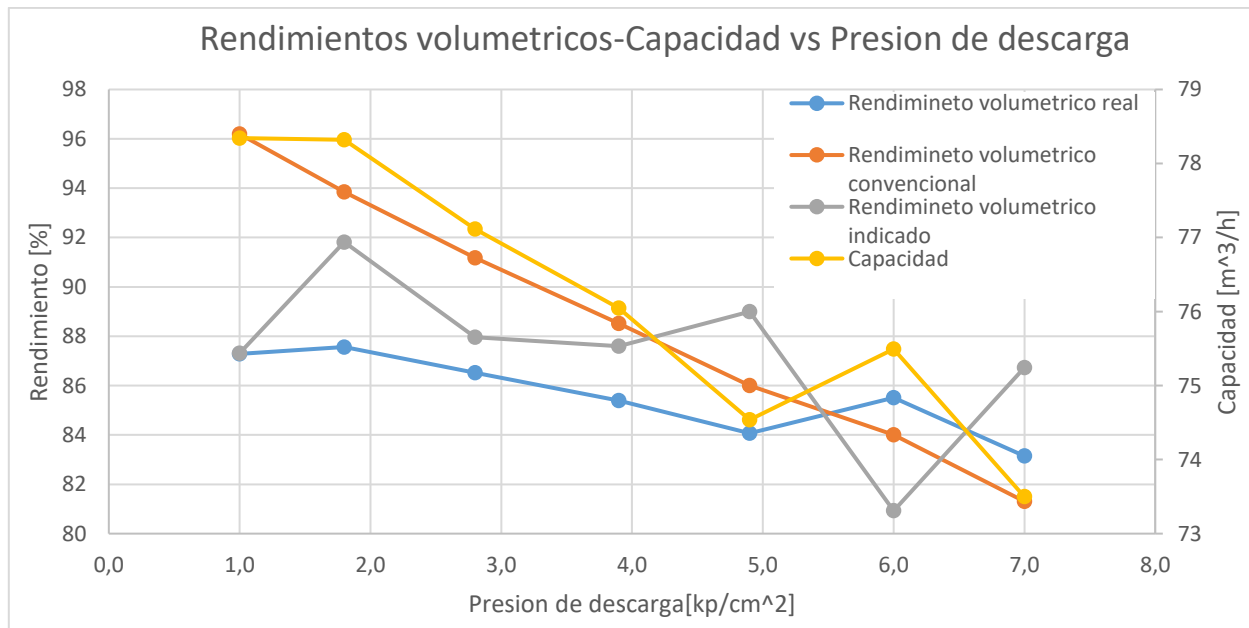
<sup>1</sup> Los diferentes rendimientos con sus formulas correspondientes se encuentran en la sección anexo9.1

- Se observan puntos en los cuales el rendimiento volumétrico convencional es menor que los alcanzados por el rendimiento volumétrico real, dando a entender que surgieron posibles errores en la toma de resultados. Estos errores pueden estar asociados al volumen del espacio muerto al momento de la compresión, a las suposiciones tomadas para gases politrópicos o la relación de compresión.

Rendimiento volumétrico convencional indicado:

- El máximo rendimiento volumétrico convencional indicado se alcanza a los 91,8[%] a una presión de descarga de  $1,8[\frac{kp}{cm^2}]$  mientras que el mínimo rendimiento se alcanza a los 80,9[%] a una presión de descarga de  $6[\frac{kp}{cm^2}]$ .
- Se observan puntos en los cuales el rendimiento volumétrico convencional indicado es menor que los alcanzados por el rendimiento volumétrico real, dando a entender que surgieron posibles errores en la toma de resultados de los diagramas indicados.

Se observa de manera general que se cumple el comportamiento esperado para los rendimientos volumétricos al presentar una disminución al aumentar la presión de descarga. Este comportamiento es el que uno esperaría al generarse un aumento en la temperatura del aire (producto de la aspiración del gas), generando que la masa de aire comprimido sea menor y por ende la disminución de la capacidad.



Gráfica1: Representación de Rendimientos volumétricos y caudal corregido vs presión de descarga del ensayo realizado.

## 6.2 Comparación entre la temperatura de aspiración y descarga.

En el Grafico2 se presenta la comparación entre los valores obtenidos en el ensayo de Temperatura de aspiración y descarga vs la presión de descarga. En este se aprecia que la temperatura de aspiración máxima en la salida del cilindro de baja presión se alcanza a los 56[°C] a una presión de descarga de 1,8 y 2,8 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ] mientras que el mínimo se alcanza a los 48[°C] a una presión de descarga de 7 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ]. La temperatura de descarga máxima en la salida del cilindro de Alta presión se alcanza a los 89[°C] a una presión de descarga de 7 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ] mientras que el mínimo se alcanza a los 31[°C] a una presión de descarga de 1 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ].

Se observa que la temperatura de admisión correspondiente a ambos casos estudiados presenta comportamientos similares, teniendo rangos entre [23-24] [°C] para la entrada del cilindro de baja presión y de 27[°C] para la entrada del cilindro de alta presión, esto dentro de un rango de presiones de [1-7] [ $\frac{kp}{cm^2}$ ].

Se observa que el rango de valores esta dentro de lo esperado. Se esperan temperaturas mas bajas al inicio de la compresión y mas altas al finalizar este proceso. La disminución de los gases al final del proceso de descarga del cilindro de baja presión (CBP) se debe a que los gases pasan por un sistema de refrigeración el cual disminuye su temperatura antes de ingresar al cilindro de alta presión (CAP) para su compresión final.

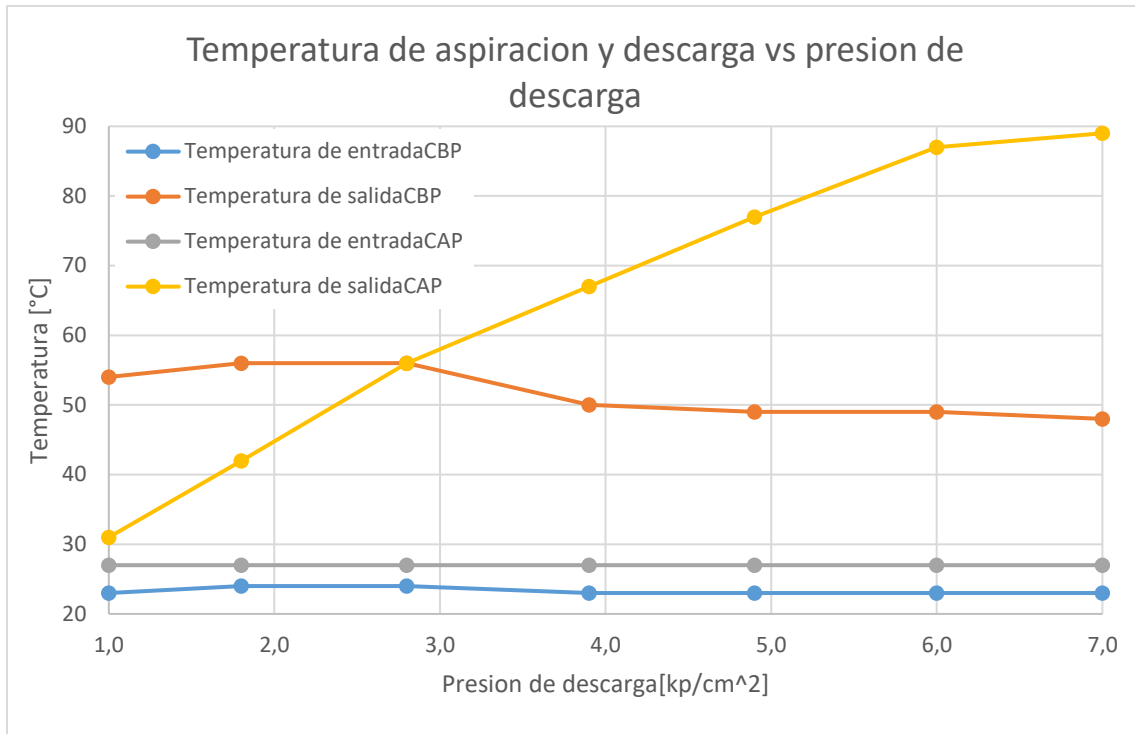


Grafico2: Representación de Temperatura de aspiración y descarga ensayado vs presión de descarga.

### 6.3 Comparación entre presiones de aspiración, descarga y intermedia.

En el Grafico3 se presenta la comparación entre los valores obtenidos en el ensayo de Presión de aspiración-descarga de cada cilindro y presión intermedia vs presión de descarga. En este se aprecia que la presión de entrada y salida máxima del cilindro de baja presión(CBP) se alcanza a los 1 y 5,42  $[\frac{kp}{cm^2}]$  a una presión de descarga de 4,32 y 7  $[\frac{kp}{cm^2}]$  respectivamente, mientras que la presión de entrada y salida máxima del cilindro de alta presión(CAP) se alcanza a los 2,66 y 8,95  $[\frac{kp}{cm^2}]$  a una presión de descarga de 1 y 7  $[\frac{kp}{cm^2}]$  respectivamente.

Se observa un aumento en la presión de salida del cilindro CAP a medida que la presión de descarga disminuye, teniendo una relación inversa y constata. La presión intermedia teórica CBP presenta una tendencia constante y sus valores son cercanos a los obtenidos para la presión del cilindro de entrada CBP, mientras que la presión del cilindro de salida CBP presenta similitud con la presión del cilindro de entrada CAP.

Se observa similitud con los diagramas al compáralos con los valores calculados para los cilindros CAP, mientras que los cilindros CBP tienden a valores cercanos al promedio de  $2,5 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  observados en los apuntes entregados en clase.

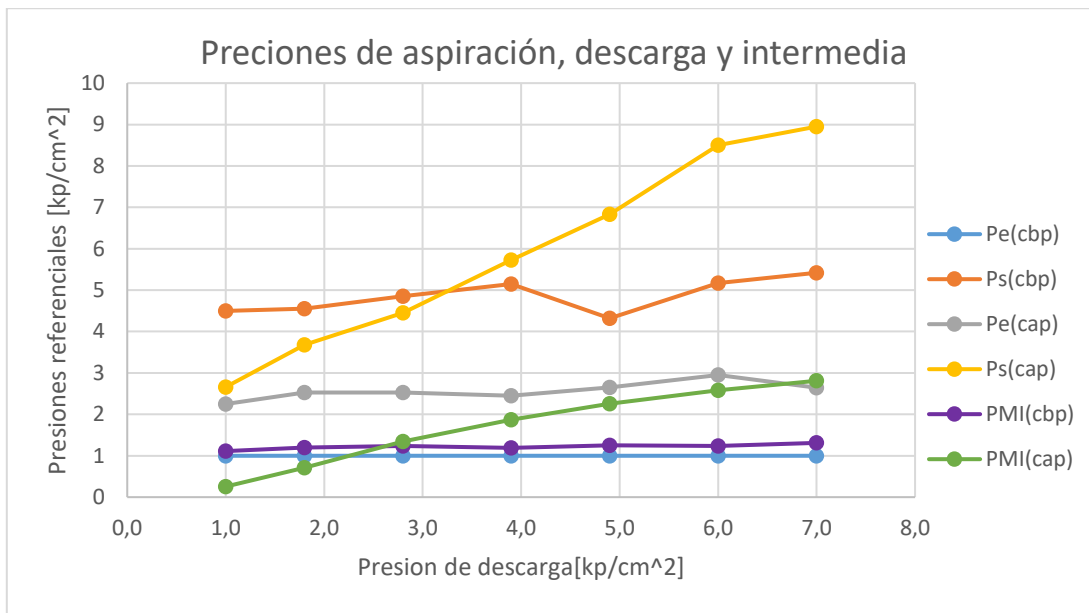


Gráfico3: Representación de Temperatura de aspiración y descarga ensayado vs presión de descarga.

#### 6.4 Comparación entre Potencias ensayadas.

En el Gráfico4 se representa la potencia indicada de cada cilindro y total en función de la presión de descarga. En este se aprecia que la potencia indicada en el cilindro de baja presión (CBP) máxima se alcanza a los 0,072[KW] a una presión de descarga de  $7 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  mientras que el mínimo se alcanza a los 0,052[KW] a una presión de descarga de  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ . La línea de tendencia utilizada es la polinómica de grado 2, dando un error<sub>(2)</sub> para Potencia indicada CBP de 29% , respecto al ideal, estando fuera de los márgenes ideales.

La potencia indicada en el cilindro de alta presión (CAP) alcanza su máximo a los 0,16[KW] a una presión de descarga de  $7 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  mientras que el mínimo se alcanza a los 0,0014[KW] a una presión de descarga de  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ . La línea de tendencia utilizada es la polinómica de

grado 2, dando un error<sub>(2)</sub> para Potencia indicada CAP de 0,48% , respecto al ideal, estando dentro de los márgenes.

La potencia indicada total alcanza su máximo a los 0,23[KW] a una presión de descarga de  $7 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  mientras que el mínimo se alcanza a los 0,054[KW] a una presión de descarga de  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ . La línea de tendencia utilizada es la polinómica de grado 2, dando un error<sub>(2)</sub> para Potencia indicada CAP de 0,15% , respecto al ideal, estando dentro de los márgenes.

Se observa un comportamiento relativamente constante para el nivel de trabajo CBP, mientras que para CAP se ve una clara relación entre el aumento de presión de descarga y el alza de la potencia eléctrica consumida. La potencia indicada total mantiene un comportamiento esperado al alza de presión de descarga vs la potencia consumida por el compresor reciproco.

Se observa que los valores de potencia indicada están dentro de los valores de trabajos esperados, siendo menores a los máximos permitidos.

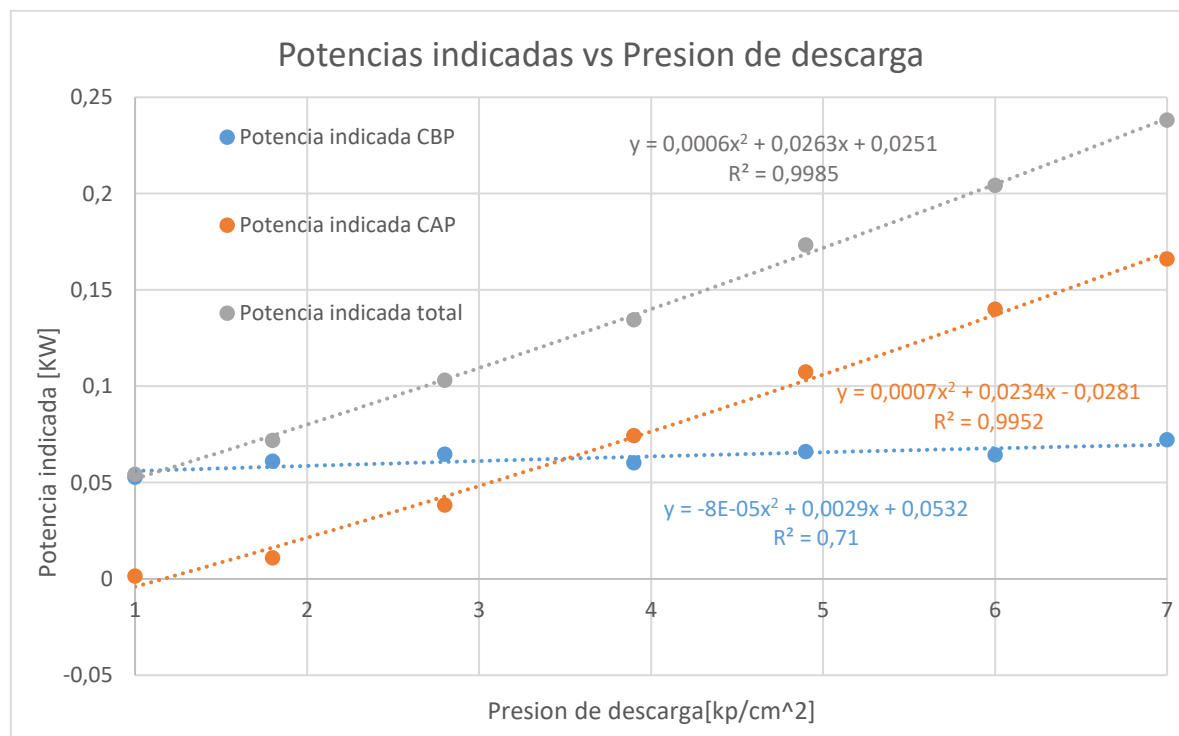


Gráfico 4: Representación de Potencia indicada en cada cilindro y su total vs presión de descarga.

En el Gráfico 5 se representa la potencia eléctrica y corriente eléctrica en función de la presión de descarga. La potencia eléctrica alcanza su máximo a los 9,8[KW] a una presión

de descarga de  $7 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  mientras que el mínimo se alcanza a los  $8,7[KW]$  a una presión de descarga de  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ . La línea de tendencia utilizada es la polinómica de grado 2, dando un  $error_{(2)}$  para Potencia eléctrica de  $2,04\%$  , respecto al ideal, estando dentro de los márgenes.

La corriente eléctrica alcanza su máximo a los  $16,3[A]$  a una presión de descarga de  $7 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$  mientras que el mínimo se alcanza a los  $9,9[A]$  a una presión de descarga de  $1 \left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$ . La línea de tendencia utilizada es la polinómica de grado 2, dando un  $error_{(2)}$  para Corriente eléctrica de  $0,94\%$  , respecto al ideal, estando dentro de los márgenes.

Se observa una progresión relativamente lineal para ambas curvas estando dentro de los márgenes esperados. La potencia eléctrica suministrada por el motor eléctrico presenta un aprovechamiento mayor de la energía vs las potencias indicadas para el motor reciproco, Grafico4.

Se observa que el rango de potencia eléctrica esta dentro de los valores nominales esperado de  $10[KW]$ .

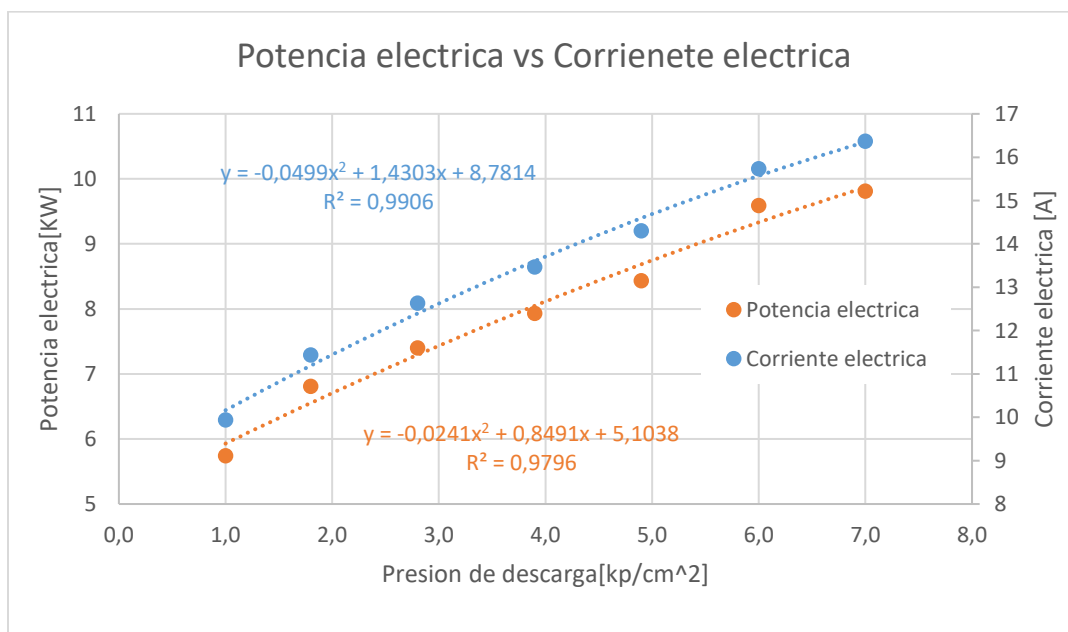


Gráfico5: Representación de Potencia eléctrica y Corriente eléctrica vs presión de descarga del motor eléctrico ensayado.

### 6.5 Comparación entre temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración / Comparación entre el caudal de agua y el calor de la refrigeración del compresor.

En el Grafico6 se representa la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración en función de la presión de descarga. La temperatura de entrada mantiene un rango entre  $[18-18,5][^{\circ}\text{C}]$  a un rango de presión de descarga de  $[1 - 7][\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$ .

Se observa que la temperatura de la salida es mayor que el de entrada, debido a la transferencia de calor desde el estanque de baja presión.

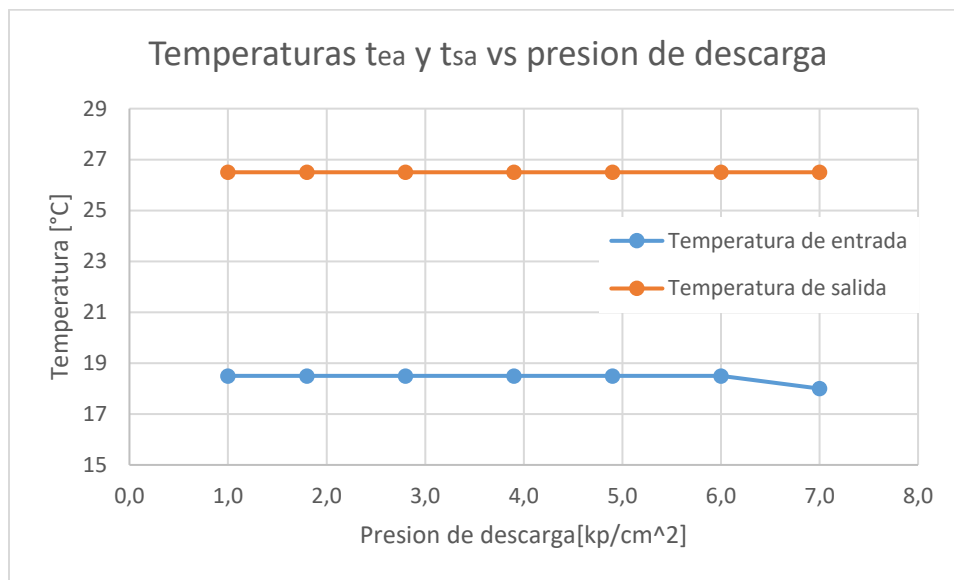


Grafico6: Representación de las temperaturas de refrigeración del agua a la entrada y salida del intercambiador de calor.

En el Grafico7 se representa el caudal de agua y el calor de la refrigeración del compresor en función de la presión de descarga. El caudal de agua alcanza su máximo a los  $78,3[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}]$  a una presión de descarga de  $1[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$  mientras que el mínimo caudal se alcanza a los  $73,4[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}]$  a una presión de descarga de  $7[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$ . El calor de la refrigeración del compresor alcanza su máximo a los  $65,3[\frac{\text{Kcal}}{\text{min}}]$  a una presión de descarga de  $7[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$  mientras que el mínimo se alcanza a los  $62,3[\frac{\text{Kcal}}{\text{min}}]$  a presiones de descarga de  $1[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$  y  $4,9[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$ .

Se observa un comportamiento esperado entre el calor disipado y el caudal de agua. El aumento de calor transferido mediante el refrigerante se observa entre los puntos  $[1-1,8]$  y



4,9-7] [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ] que coinciden con alzas repentinas en la presión de descarga. El volumen de agua movido por minuto disminuye a medida que la presión de descarga aumenta lo que genera un aumentó en la taza de calor.

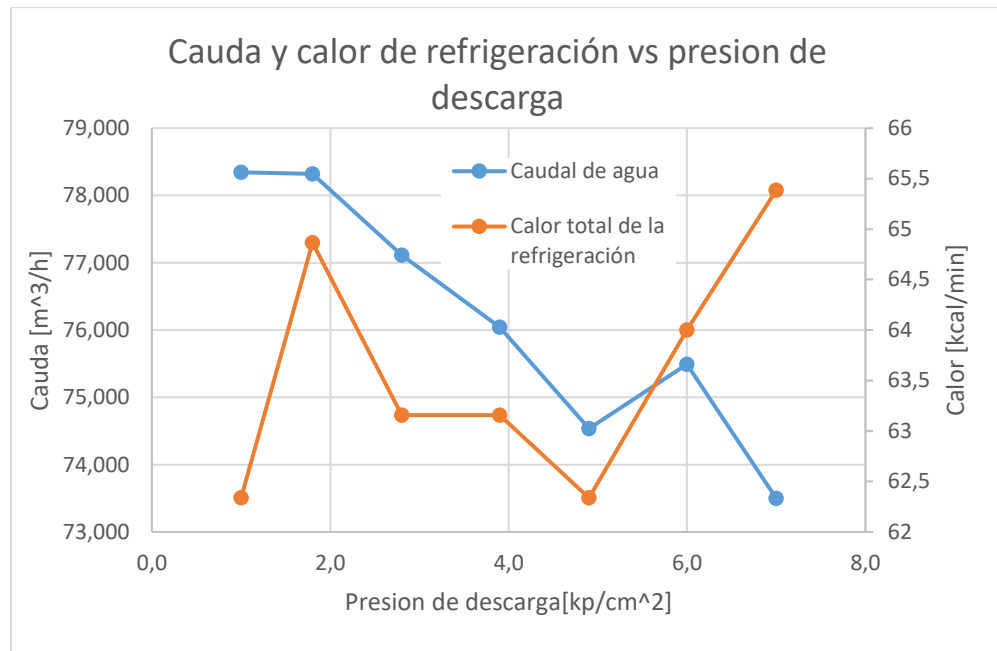


Grafico7: Representación del caudal de agua y calor total de la refrigeración del compresor.

## 6.6 Relación de compresión entre los cilindros

En el Grafico8 se representa la relación de compresión de cada cilindro en función de la presión de descarga. La relación de compresión  $R_{c_{CBP}}$  alcanza su máximo a los 2,5[–] a una presión de descarga de 7 [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ] mientras que la mínima relación se alcanza a los 1,9[–] a una presión de descarga de 1 [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ]. La relación de compresión adecuada para los cilindros de baja presión es de 2:1 teniendo un error del 27% respecto al mayor valor y de 4,8% respecto al menor valor obtenido respectivamente.

La relación de compresión  $R_{c_{CAP}}$  alcanza su máximo a los 3,9[–] a una presión de descarga de 1 [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ] mientras que la mínima relación se alcanza a los 2,08[–] a una presión de descarga entre los [2,8 – 3,9] [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ]. La relación de compresión adecuada para los cilindros de alta presión es cercana a 4 estando dentro del rango adecuado.

Se observa una tendencia relativamente constante para la relación de compresión en los cilindros de baja presión. La tendencia en los cilindros de alta presión presenta una relación de compresión al alza a medida que disminuye la presión de descarga.

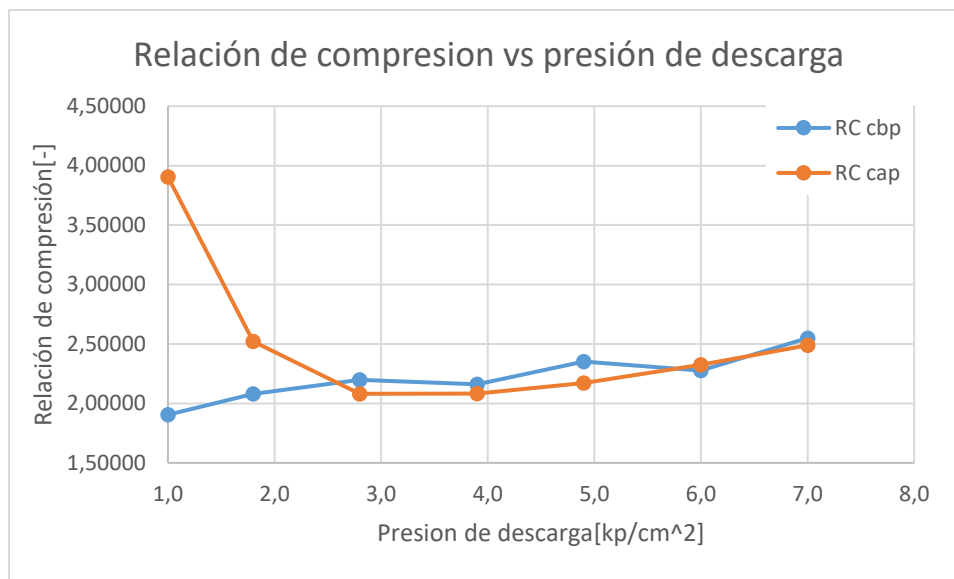


Grafico8: Representación de la relación de compresión de cada cilindro del compresor.

## 7 Conclusión.

### 7.1 Rendimientos y Capacidad.

- Presenta mayor flexibilidad en capacidad de flujo y rango de presiones, pero la capacidad se ve disminuida al manejar pequeños volúmenes de gas.
- El máximo rendimiento volumétrico real se alcanza a los 87,280[%] a una presión de descarga de  $1[\frac{kp}{cm^2}]$  mientras que el mínimo rendimiento se alcanza a los 81,1[%] a una presión de descarga de  $7[\frac{kp}{cm^2}]$ , este resultado es inferior a los demás rendimientos obtenidos debido a que considera la cantidad real de gas aspirado.
- El movimiento de los pistones origina caudales constantes, pero no continuos, pudiendo originar en la succión vibraciones que incrementan el desgaste de las piezas.

### 7.2 Comparación entre la temperatura de aspiración y descarga.

- Se presentaron menores temperatura de descarga por su enfriamiento encamisado (agua de refrigeración).
- La disminución de los gases al final del proceso de descarga del cilindro de baja presión (CBP) se debe a que los gases pasan por un sistema de refrigeración el cual disminuye su temperatura antes de ingresar al cilindro de alta presión (CAP) para su compresión final.
- El rango de temperaturas obtenidos en el ensayo está dentro de los valores esperados.
- Se logra una eficiencia mayor al bajar las temperaturas a la entrada del CAP al pasar antes por un intercambiador de calor. Este hecho se ve al analizar las temperaturas a la salida del CBP y a la entrada del CAP.
- Es de vital importancia mantener una lubricación adecuada, esto debido a que el calor y humedad producido por los compresores promueven la corrosión.

### 7.3 Comparación entre presiones de aspiración, descarga y intermedia.

- Similitud con los diagramas al compáralos con los valores calculados para los cilindros CAP, mientras que los cilindros CBP tienden a valores cercanos al promedio de 2,5  $[\frac{kp}{cm^2}]$  observados en los apuntes entregados en clase.
- La presión de entrada y salida máxima del cilindro de baja presión(CBP) se alcanza a los 1 y 5,42  $[\frac{kp}{cm^2}]$  a una presión de descarga de 4,32 y 7  $[\frac{kp}{cm^2}]$  respectivamente, mientras

que la presión de entrada y salida máxima del cilindro de alta presión(CAP) se alcanza a los 2,66 y 8,95 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ] a una presión de descarga de 1 y 7 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ] respectivamente.

- Cambios en la presión de succión pueden ocasionar grandes cargas en las barras del pistón.
- Se pueden alcanzar presiones muy altas por lo que el sellado juega un rol fundamental, esto debido a que en el interior de los cilindros de un compresor recíprocante se generan altas presiones por lo que el uso de lubricantes es esencial. Este produce una película suficientemente fuerte para evitar la fuga de aire entre los anillos del pistón y las paredes del cilindro.

#### 7.4 Comparación entre Potencias ensayadas.

- La baja potencia indicada en el cilindro de baja presión se debe a que el consumo es menor debido al poco trabajo realizado por el compresor recíproco a bajas presiones manteniendo un comportamiento relativamente constante, contrario a la potencia indicada en el cilindro de alta presión. En análisis comparativo de las curvas presentes en el grafico4 ejemplifica lo descrito.
- La potencia indicada total alcanza su máximo a los 0,23[KW] a una presión de descarga de 7 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ], mientras que el mínimo se alcanza a los 0,054[KW] a una presión de descarga de 1 [ $\frac{kp}{cm^2}$ ].
- El consumo de energía eléctrica, el cual se encuentra en proporción directa con la capacidad de trabajo eléctrico del motor.
- La potencia eléctrica suministrada por el motor eléctrico presenta un aprovechamiento mayor de la energía vs las potencias indicadas para el motor recíproco, Grafico4.

#### 7.5 Comparación entre temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración / Comparación entre el caudal de agua y el calor de la refrigeración del compresor.

- La temperatura de la salida es mayor que el de entrada, debido a la transferencia de calor desde el estanque de baja presión
- El volumen de agua movido por minuto disminuye a medida que la presión de descarga aumenta lo que genera un aumentó en la taza de calor.
- Se presentaron errores respecto a los valores esperados, estos errores pueden haberse debido a Rotura o fugas por la válvula de alta presión, fugas o defectos en los empaques del asiento de las válvulas, manómetro defectuoso, etc.

### 7.6 Relación de compresión entre los cilindros

- La relación de compresión se aumenta ya sea aumentando la presión de condensación o bien disminuyendo la presión de evaporación o ambas cosas.
- Al aumentar la relación de compresión disminuye la eficiencia volumétrica, por lo tanto, disminuye el rendimiento del compresor.
- La relación de compresión  $R_{C_{BP}}$  alcanza su máximo a los 2,5[–] a una presión de descarga de  $7[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$  con un error del 27%.
- La relación de compresión  $R_{C_{AP}}$  alcanza su máximo a los 3,9[–] a una presión de descarga de  $1[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}]$ , estando dentro del rango.

## 8 Referencias.

- <<Diseño y calculo de compresores>> de Pedro a Gómez Rivaz
- Sistema de refrigeración por compresión:
  - <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>
- Departamento de ingeniería eléctrica y energética universidad de Cantabria, <<COMPRESORES>> de Pedro Fernández Diez
- Rendimiento y aplicaciones de los compresores:
  - <https://www.acrlatinoamerica.com/201205094761/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/rendimiento-y-aplicaciones-de-los-compresores.html>
- Texto guía:
  - Termodinámica 6th edición, Yunus A. Cengel.

## 9 Anexo

### 9.1 Formulas:

#### 9.1.1 Capacidad:

$$\dot{V} = 8,62 * \alpha * S * T_a * \sqrt{\frac{H}{T * P_a}}$$

Donde:

$\dot{V}$ : Capacidad, caudal de aire libre [m<sup>3</sup>/h]

$\alpha = 0,600$  coeficiente de caudal del diafragma

S: sección del orificio del diafragma en [cm<sup>2</sup>], el diámetro del orificio es de 22 [mm]

$T_a$ : temperatura absoluta de aspiración del compresor [K]

T: Temperatura absoluta del estanque de baja presión [K]

H: presión en el manómetro diferencial [cmagua]

$P_a$ : presión barométrica [cmagua]

#### 9.1.2 Cilindrada:

$$Cl = \frac{1}{4} * \pi * D_{CBP}^2 * L$$

Donde:

Cl: Cilindrada [m<sup>3</sup>]

$D_{CBP}$ : Diámetro cilindro de baja presión.

L: Carrera [m].

#### 9.1.3 Desplazamiento:

$$DI = Cl * n$$

Donde:

DI: Desplazamiento por minuto [ $\frac{m^3}{min}$ ]

n: Velocidad rotacional [rpm]

#### 9.1.4 Rendimiento volumétrico real:

$$n_r = \frac{V}{DI*60} * 100$$

Donde:

V: Capacidad, caudal de aire libre [m<sup>3</sup>/h]

DI: Desplazamiento por minuto [ $\frac{m^3}{min}$ ]

#### 9.1.5 Rendimiento volumétrico convencional:

$$n_{vc} = (1 - C(r^{\frac{1}{K}} - 1)) * 100$$

Donde:

C: Porcentaje de espacio muerto [-].

$$C = \frac{\text{Volumen espacio muerto}_{CBP}}{CI}$$

Donde:

CI: Cilindrada [m<sup>3</sup>]

#### 9.1.6 Rendimiento volumétrico convencional indicado:

$$n_{vci} = \frac{I_{Capacidad}}{I_{CI}} * 100$$

#### 9.1.7 Presión media indicada:

$$P_{mi} = \frac{A_{DICXP}}{L_{DICXP}} * K_{resorte\ CXP} [\frac{kp}{cm^2}]$$

Donde:

A<sub>DICXP</sub>: Área diagrama indicado del cilindro que corresponda [cm<sup>2</sup>]

L<sub>DICXP</sub>: Largo diagrama indicado del cilindro que corresponda [cm]



$K_{\text{resorte CXP}}$ : Constante resorte indicador de diagramas del cilindro que corresponda. (Para CBP multiplicar por  $\frac{10}{6}$  y para CAP multiplicar por  $\frac{10}{3}$ )

9.1.8 Potencia indicada:

$$N_{\text{CXP}} = \frac{P_{\text{miCXP}} * A_{\text{CXP}} * L * n * 9,80665}{60 * 1000} [\text{KW}]$$

Donde:

$A_{\text{CXP}}$ : Área del cilindro que corresponda [ $\text{cm}^2$ ]

$P_{\text{miCXP}}$ : Presión media indicada [ $\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}$ ]

L: Carrera del compresor [m]

n: Velocidad rotacional [rpm]

9.1.9 Corriente media:

$$I = \frac{I_1 + I_2 + I_3}{3} [\text{A}]$$

9.1.10 Potencia Eléctrica:

$$n_{\text{Elec}} = w_1 + w_2 [\text{KW}]$$

9.1.11 Caudal de agua:

$$V_{\text{agua}} = \frac{10}{\tau} * 60 [\frac{\text{l}}{\text{min}}]$$

9.1.12 Calor transferido:

$$Q = \rho * V_{\text{agua}} * c * (t_s - t_e) [\frac{\text{Kcal}}{\text{min}}]$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del agua [ $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ ]

c: Calor específico de agua [ $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$ ] o [ $\frac{\text{J}}{\text{Kg}}$ ]

### 9.1.13 Error experimental (2):

Para el cálculo de errores experimentales se utilizó la siguiente formula:

$$\text{Error} = \frac{\text{valor experimental} - \text{valor teorico}}{\text{valor teorico}} * 100$$

## 9.2 Tablas

### 9.2.1 Datos del ensayo de compresor reciproco.

	Compresor						Estanque de baja presión		Agua de refrigeración			Motor Eléctrico						
	Presión	Velocidad	Temperatura						Temperatura	tiempo	Tensión	Corrientes			Potencia			
	Pd	n	tecbp	tscbp	tecap	tscap	tebp	ΔP	tea	tsa	10 l	V	I1	I2	I3	W1	W2	Patm.
	[kp/cm2]	[rpm]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[mmca]	[°C]	[°C]	[s]	[V]	[A]	[A]	[A]	[kW]	[kW]	
1	7,0	499,3	23	48	27	89	39	514	18	26,5	78	375	17,2	15,9	16	6,53	3,28	760,1
2	6,0	498,7	23	49	27	87	40	544	18,5	26,5	75	375	16,5	15,3	15,4	6,53	3,06	760,1
3	4,9	500,8	23	49	27	77	41	532	18,5	26,5	77	376	15,2	13,9	13,8	5,73	2,7	760,1
4	3,9	503,0	23	50	27	67	40	552	18,5	26,5	76	376	14,1	13,2	13,1	5,33	2,6	760,1
5	2,8	503,4	24	56	27	56	39	562	18,5	26,5	76	376	13,2	12,6	12,1	5	2,4	760,1
6	1,8	505,2	24	56	27	42	37	576	18,5	26,5	74	376	11,9	11,4	11	4,69	2,12	760,1
7	1,0	507,0	23	54	27	31	39	584	18,5	26,5	77	376	10,4	9,9	9,5	4,1	1,64	760,1

Tabla1: Los valores medidos en la prueba de ensayo del compresor reciproco.

### 9.2.2 Datos calculados.

	Pd	Cl	DI	V	η <sub>VR</sub>	η <sub>VC</sub>	η <sub>VCI</sub>	P <sub>MI</sub> CBP	P <sub>MI</sub> CAP	A <sub>DI</sub> CBP	A <sub>DI</sub> CAP
	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> /min]	[m <sup>3</sup> /h]	[%]	[%]	[%]	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]
1	7,0	0,00295	1,47330	73,499	83,145	81,305	86,734	1,31061	2,81061	0,000519	0,000557
2	6,0	0,00295	1,47153	75,492	85,503	84,000	80,926	1,23914	2,58182	0,000491	0,000511
3	4,9	0,00295	1,47773	74,536	84,066	86,002	88,998	1,25101	2,25758	0,000495	0,000447
4	3,9	0,00295	1,48422	76,045	85,393	88,517	87,594	1,19268	1,87323	0,000472	0,000371
5	2,8	0,00295	1,48540	77,113	86,523	91,180	87,959	1,23561	1,34545	0,000489	0,000266
6	1,8	0,00295	1,49071	78,319	87,563	93,842	91,817	1,19848	0,71414	0,000475	0,000141
7	1,0	0,00295	1,49603	78,344	87,280	96,194	87,309	1,11237	0,25606	0,000441	0,000051

Ni	Ni	Ni	I	N	V	Q
CBP	CAP			elec	agua	
[kW]	[kW]	[kW]	[A]	[kW]	[l/min]	[kcal/min]
0,07216	0,16594	0,23810	16,36667	9,81000	7,69231	65,38462
0,06443	0,13985	0,20428	15,73333	9,59000	8,00000	64,00000
0,06595	0,10738	0,17333	14,30000	8,43000	7,79221	62,33766
0,06020	0,07426	0,13446	13,46667	7,93000	7,89474	63,15789
0,06467	0,03834	0,10300	12,63333	7,40000	7,89474	63,15789
0,06106	0,01084	0,07190	11,43333	6,81000	8,10811	64,86486
0,05279	0,00140	0,05418	9,93333	5,74000	7,79221	62,33766

Tabla2: Datos calculados que representan los distintos valores con sus respectivas normalizaciones.

### 9.2.3 Datos normalizados relación de compresión de cada cilindro.

$R_{c_{CBP}}$	$R_{c_{CAP}}$
[-]	[-]
2,54982	2,49057
2,27783	2,32394
2,35152	2,17047
2,16065	2,08196
2,19859	2,08108
2,08070	2,52051
1,90475	3,90533

Tabla3: Datos calculados que representan los distintos valores de la relación de compresión de cada cilindro en función de la presión de descarga.

9.2.4 Datos normalizados de la presión de aspiración y descarga de cada cilindro en función de la presión de descarga.

Pd	Pe(cbp)	Ps(cbp)	Pe(cap)	Ps(cap)
[kp/cm <sup>2</sup> ]	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[kp/cm <sup>2</sup> ]	[kp/cm <sup>2</sup> ]
7,0	1	5,42	2,64	8,95
6,0	1	5,17	2,95	8,5
4,9	1	4,32	2,65	6,83
3,9	1	5,15	2,45	5,73
2,8	1	4,85	2,53	4,45
1,8	1	4,55	2,53	3,68
1,0	1	4,5	2,25	2,66

Tabla4: Datos calculados para el análisis de presión de aspiración y descarga de cada cilindro.

9.2.5 Datos calculados a partir de los diagramas.

DIAGRAMAS INDICADOS		
CBP	CAP	CBP y CAP
Área	Área	L <sub>d</sub>
[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[mm]
0,000519	0,0005565	66
0,0004907	0,0005112	66
0,0004954	0,000447	66
0,0004723	0,0003709	66
0,0004893	0,0002664	66
0,0004746	0,0001414	66
0,0004405	0,0000507	66

Tabla5: Tabla comparativa de valores obtenidos mediante el ensayo del compresor reciproco.