



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE
PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL TUBO VORTEX Y SU INFLUENCIA EN LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL LADO FRÍO.”

AUTOR:

Álvaro J. Morejón

TUTOR:

Ing. Santiago Cabrera

Ambato – Ecuador

2013

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de tutor del trabajo de investigación, con el tema “ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL TUBO VORTEX Y SU INFLUENCIA EN LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL LADO FRÍO”, desarrollado por el estudiante Álvaro J. Morejón, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, me permito informar que este ha sido concluido en su totalidad, y por tanto puede continuar con el respectivo trámite de graduación.

Ambato. Julio 2, 2013

.....
Ing. Mg. Santiago Cabrera Anda
DOCENTE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO

Yo, Álvaro J. Morejón declaro que los criterios expresados en la presente investigación denominada “ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL TUBO VORTEX Y SU INFLUENCIA EN LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL LADO FRÍO”, así como las ideas, análisis, conclusiones y propuesta son auténticas y de exclusiva responsabilidad de mi persona como autor de la presente investigación de grado.

EL AUTOR

.....

Álvaro J. Morejón

C.I.: 180436851-0

DEDICATORIA

Todo el esfuerzo plasmado en el presente trabajo de investigación va dedicado a todas aquellas personas que de una u otra manera han formado parte de mi vida, las mismas que con sus enseñanzas me han permitido alcanzar esta etapa importante de mi existencia.

AGRADECIMIENTO

Mis más sinceros agradecimientos a todos quienes contribuyeron a alcanzar esta meta en especial a:

- A Dios que es quien me permite seguir con vida.
- Al Ing. Santiago Cabrera, quien mostró mucho interés y compartió sus conocimientos de manera incondicional desde el inicio de esta investigación.
- A la Universidad Técnica de Ambato, institución que me acogió en el camino de mi formación académica.
- A mi familia, amigos y todos con quienes comparto día a día.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I	1
1. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.1 TEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.2.1 Contextualización.....	1
1.2.2 Análisis Crítico.....	3
1.2.3 Prognosis.....	3
1.2.4 Formulación del problema.....	4
1.2.5 Preguntas directrices.....	4
1.2.6 Delimitación del problema.....	4
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	5
1.4 OBJETIVOS.....	6
1.4.1 Objetivo General.....	6
1.4.2 Objetivos Específicos.....	6
CAPÍTULO II	7
2. MARCO TEÓRICO	7
2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	7
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.....	9
2.3 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES:.....	9
2.3.1 El Tubo Vórtex:.....	10
2.3.2 Tubo Vórtex de contra flujo:.....	12
2.3.3 Tubo Vórtex de un solo flujo:.....	13
2.3.4 Descripción del funcionamiento del tubo Vórtex de contra flujo.....	14
2.3.5 Partes del tubo vórtex.....	15
2.3.6 Cómo controlar la temperatura y flujo de un tubo Vórtex.....	16
2.3.7 Ventajas y desventajas del tubo vórtex:.....	16
2.3.8 Aplicaciones del Tubo Vórtex.....	17

2.3.9	Estudio experimental del tubo vórtex:	20
	Medio de trabajo:.....	20
	Geometría:.....	21
	Campo del flujo interno:	22
2.3.10	Fenómeno de separación de temperaturas en el tubo Vórtex.	25
2.3.11	Cámaras de inyección del tubo Vórtex.	26
2.3.12	Primera ley de la termodinámica:	29
2.3.13	Mecanismos de transferencia de calor:	30
2.3.14	Sistemas cerrados y abiertos:	30
2.3.15	Análisis Termodinámico Del Tubo Vórtex.	31
2.3.16	Eficiencia térmica del Tubo Vortex:	39
2.3.17	Temperatura de refrigeración:.....	40
2.3.18	Fluido.....	41
2.3.19	Clasificación de los gases.....	41
2.3.20	Gases de uso como fuente de frío.	42
2.4	HIPÓTESIS:	44
2.5	SEÑALAMIENTO DE VARIABLES.....	44
CAPÍTULO III		45
3.	METODOLOGÍA:.....	45
3.1	ENFOQUE:.....	45
3.2	NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN:.....	45
3.3	POBLACIÓN Y MUESTRA:	46
	3.3.1 Población:.....	46
	3.3.2 Muestra:.....	46
3.4	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES:.....	47
3.5	RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN:	49
3.6	PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN:.....	52
CAPÍTULO IV.....		53
4.	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	53
4.1	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	53

4.2 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.	58
4.3 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.	64
CAPÍTULO V.....	70
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	70
5.1 CONCLUSIONES.....	70
5.2 RECOMENDACIONES.....	71
CAPÍTULO VI.....	73
6. PROPUESTA.....	73
6.1 DATOS INFORMATIVOS.	73
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.	74
6.3 JUSTIFICACIÓN.....	74
6.4 OBJETIVOS	75
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	76
6.6 FUNDAMENTACIÓN.....	77
6.6.1 Determinación de las temperaturas de enfriamiento teóricas respecto al tiempo en un temple con aire.....	78
6.6.2 Humedad producida durante el enfriamiento del aire en el tubo vórtex.	88
6.6.3 Determinación de la capacidad de acondicionamiento de aire en el tubo vórtex.	92
6.7 METODOLOGÍA. Modelo operativo	95
6.8 ADMINISTRACIÓN	99
6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN.....	102
6.10 CONCLUSIONES:.....	106
BIBLIOGRAFÍA:.....	107
ANEXOS.....	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1. Esquema de la entrada de aire al Tubo Vórtex.....	11
Figura 2-2. Esquema de un tubo vórtex de contra-flujo.....	12
Figura 2-3. Esquema de un Tubo Vortex Divergente.....	13
Figura 2-4. Esquema de un Tubo Vórtex de un solo flujo.....	13
Figura 2-5. Esquema de funcionamiento del Tubo Vortex.....	14
Figura 2-6. Torno enfriado por Tubo Vórtex.....	17
Figura 2-7. Enfriado de esmerilado con Tubo Vórtex.....	18
Figura 2-8. Chaleco enfriado por Tubo Vórtex.....	18
Figura 2-9. Refrigerador de armario por Tubo Vórtex.....	19
Figura 2-10. Enfriado de soldadura por puntos con Tubo Vórtex.....	19
Figura 2-11. Visualización del efecto Vortex con el método de filtrado dicromático de Hilbert.....	24
Figura 2-12. Esquema de funcionamiento del Tubo Vortex.....	25
Figura 2-13. Tubo Vórtex con generador en espiral.....	26
Figura 2-14. Tubo Vórtex con generador en espiral.....	27
Figura 2-15. Generador con orificio tangencial al lado externo.....	27
Figura 2-16. Generador con orificio tangencial al lado interno.....	28
Figura 2-17. Generador con orificio espiral tangencial.....	28
Figura 2-18. Diagrama t-s del tubo vórtex.....	31
Figura 2-19. Esquema del tubo vórtex.....	38
Figura 3-1. Esquema de instalación de tubo Vórtex con regulador, válvula y termocuplas	49
Figura 4-1. Efecto del caudal de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas calientes.....	58
Figura 4-2. Efecto del caudal de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas frías.....	59
Figura 4-3. Efecto de la presión de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas calientes.....	60
Figura 4-4. Efecto de la presión de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas frías.....	60
Figura 4-5. Aire y oxígeno a 60 Psi y 150 lt/min como fluido de trabajo en el tubo Vórtex.....	61
Figura 4-6. Aire y oxígeno a 80 Psi y 150 lt/min como fluido de trabajo en el tubo Vórtex.....	62
Figura 4-7. Cambio de temperaturas ΔT_c y ΔT_h , como función de la fracción fría en el tubo vortex.....	63
Figura 6-1. Conducción de calor por convección en cuerpo	81

cilíndrico.....	86
Figura 6-2. Temperaturas teóricas de enfriamiento de probetas de acero 1045 en corrientes de aire a -30 y 19 °C.....	86
Figura 6-3: Esquema de enfriamiento y deshumidificación del aire.....	89
Figura 6-4. Proceso de enfriamiento y deshumidificación de aire en el tubo.....	91
Figura 6-5. Capacidad de acondicionamiento de aire vs caudal de aire frío, con alimentación de aire de 60 Psi y 150 lt/min.....	93
Figura 6-6. Temperatura de aire frío vs capacidad de acondicionamiento de aire, con alimentación de aire de 60 Psi y 150lt/min.....	93
Figura 6-7. Capacidad de acondicionamiento de aire vs caudal de aire frío, con alimentación de aire de 80 Psi y 150 lt/min.....	94
Figura 6-8. Temperatura de aire frío vs capacidad de acondicionamiento de aire, con alimentación de aire de 80 Psi y 150lt/min.....	95
Figura 6-9. Diagrama temperatura VS tiempo, para un proceso de templado.....	96
Figura 6-10. Barra cilíndrica de acero 1045 de 2,5 centímetros de espesor y 2 centímetros de longitud.....	96
Figura 6-11. Horno de mufla del laboratorio de materiales de la Universidad Técnica de Ambato.....	97
Figura 6-12. Enfriamiento de probeta cilíndrica en corriente de aire a -30 °C generada con el tubo vórtex.....	97
Figura 6-13. Durómetro, del laboratorio de materiales de la Universidad Técnica de Ambato.....	98
Figura 6-14. Temperaturas de enfriamiento con aire a 90 lt/min a 19 °C y a -30 °C VS tiempo en segundos.....	103
Figura 6-15. Dureza en Rockwell C del acero 1045, sin tratamiento y templado en aire.....	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Componentes del tubo vórtex.....	15
Tabla 2-2. Características físicas de los principales gases utilizados en forma licuada baja temperatura.....	43
Tabla 3-1. Operacionalización de la variable independiente de la hipótesis.....	47
Tabla 3-2. Operacionalización de la variable dependiente de la hipótesis.....	48
Tabla 3-3. Tuvo vórtex, AIRTX 20008.....	50
Tabla 3-4. Fluviómetro digital marca Mass Flow.....	50
Tabla 3-5. Regulador de presión con filtro.....	51
Tabla 3-6. Termómetro.....	51
Tabla 3-7. Válvula de paso.....	51
Tabla 4-1: Efecto del caudal de entrada sobre las temperaturas frías y calientes generadas en el tubo vórtex, con una presión de entrada de 60 PSI	54
Tabla 4-2: Efecto de la presión de entrada del aire sobre las temperaturas generadas en el tubo vórtex para un caudal de alimentación de 150 lt/min.....	55
Tabla 4-3: Temperaturas en el tubo Vórtex con alimentación de aire a 60 y 80 PSI de presión, 150 L/min de caudal y temperatura de 19 °C....	56
Tabla 4-4: Temperaturas en el tubo Vórtex con alimentación de oxígeno a 60 y 80 PSI de presión, 150 L/min de caudal y temperatura de 20 °C.....	57
Tabla 4-5: Comparación de temperaturas frías obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de Caudal.....	65
Tabla 4-6: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas.....	65
Tabla 4-7: Comparación de temperaturas frías obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 80 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.....	66
Tabla 4-8: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas.....	66

Tabla 4-9: Comparación de temperaturas calientes obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.....	67
Tabla 4-10: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas.....	67
Tabla 4-11: Comparación de temperaturas calientes obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 80 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.....	68
Tabla 4-12: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas.....	68
Tabla 4-13: Resultados del <i>t de student</i> , para los casos estudiados.....	69
Tabla 6-1. Valoración de los principales aspectos del temple de acero en aire empleando un tubo vortex.....	76
Tabla 6-2. Número de Fourier para varios intervalos de tiempo durante el enfriamiento teórico de una probeta cilíndrica de acero.....	83
Tabla 6-3. Predicción de la temperatura de enfriamiento de las probetas cilíndricas expuestas a corrientes de aire en un temple de acero 1045 para intervalos de 30 segundos.....	85
Tabla 6-4: Datos de la carta psicrométrica.....	90
Tabla 6-5. Temperaturas, caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 60 Psi y 150 lt/min.....	92
Tabla 6-6. Temperaturas, caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 80 Psi y 150 lt/min.....	94
Tabla 6-7: Costo de instalación.....	99
Tabla 6-8: Costo de operación del tubo vortex con aire.	99
Tabla 6-9. Caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 100 Psi.....	99
Tabla 6-10. Datos de rendimiento teórico del tubo vortex [°C], para tubos vortex a su máxima capacidad.....	101
Tabla 6-11. Temperaturas de enfriamiento con aire a 90 lt/min a 19 °C y a -30 °C	102
Tabla 6-12. Temple de acero 1045 en corrientes de aire.....	104

NOMENCLATURA

L , longitud del tubo vórtex.

D , diámetro del tubo vórtex.

A_c , área del orificio de salida del flujo frío del tubo vórtex.

A_{vt} , área de la sección transversal del tubo vórtex.

A_{in} , área de inyección del tubo vórtex.

P_{in} [**Psi**], presión de entrada del fluido al tubo vórtex.

P_c [**Psi**], presión de salida de la corriente fría en el tubo vórtex.

d , diámetro óptimo del orificio de salida del aire frío del tubo vórtex.

\dot{m}_{in} [**Kg/seg**], flujo másico de entrada al tubo vórtex.

\dot{m}_c [**Kg/seg**], flujo másico a la salida del lado frío del tubo vórtex.

\dot{m}_h [**Kg/seg**], flujo másico a la salida del lado caliente del tubo vórtex.

\dot{S}_{gen} , entropía generada por el tubo vórtex.

COP, coeficiente de desempeño.

Q_c , calor eliminado por la corriente de aire fría.

c_p , calor específico

C [**lt/min**], caudal de entrada.

C_c [**lt/min**], caudal en el lado frío.

C_h [**lt/min**], caudal en el lado caliente.

T_{in} [**°C**], temperatura de entrada del gas.

T_c [**°C**], temperatura del gas en el lado frío.

T_h [**°C**], temperatura del gas en el lado caliente.

ΔT_c [**°C**], incremento de temperatura en el lado frío respecto a la temperatura de entrada.

ΔT_h [$^{\circ}\text{C}$], incremento de temperatura en el lado caliente respecto a la temperatura de entrada.

ΔT [$^{\circ}\text{C}$], incremento total de temperatura.

μ_c [%], fracción fría, el caudal en el lado frío respecto al caudal total de entrada.

T_f [$^{\circ}\text{C}$], temperatura de película.

V [m/seg], velocidad del fluido.

D_p [m], diámetro de la probeta.

Re , número de Reynolds.

ν , viscosidad cinemática.

Pr , número de Prandtl.

Nu , número de Nusselt.

h [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$], coeficiente de convección.

k [$\text{W}/\text{m }^{\circ}\text{C}$], coeficiente de conducción.

Bi , número de Biot.

τ , Número de Fourier.

$\theta_{\text{cilindro, corto}}$, temperatura transitoria en cilindros.

T_{∞} [$^{\circ}\text{C}$], temperatura del medio.

T_{in} [$^{\circ}\text{C}$], temperatura inicial de la probeta.

Vol_p [m^3], volumen de la probeta.

m_p [kg], masa de la probeta.

ω [$\text{kg vapor de agua}/\text{kg aire seco}$], humedad específica del aire.

m_w [kg], masa de agua presente en el aire.

m_a [kg], masa del aire.

RESUMEN

El presente trabajo de investigación está orientado a estudiar el efecto que tiene el tipo de fluido (gases) de trabajo en las temperaturas generadas en un tubo vórtex. Para esto se empleó un tubo vórtex modelo 20008 de la marca AiRTX. A la salida del lado frío de tubo vórtex se conectó un flujómetro de gases universal que permite medir la fracción de caudal que por éste se evacua. Se instaló un regulador de presión a la entrada de flujo del tubo vórtex para controlar la presión y una llave de paso que permitió controlar el caudal de alimentación.

Se midió la temperatura de entrada del gas empleado y se conectó una termocupla a cada salida (fría y caliente) del tubo vórtex y empleando un termómetro de la marca Testo se registró la temperatura del gas para diferentes condiciones de funcionamiento.

Las temperaturas generadas en el tubo vórtex se evaluaron a condiciones de 80 y 60 Psi de presión y 150 lt/min para el caudal de entrada para un flujo de aire y oxígeno. Se varió la fracción fría en un rango comprendido entre el 100 y 30%.

Los resultados obtenidos muestran que el uso de oxígeno como sustituto del aire en el tubo vórtex permite obtener temperaturas entre 1 y 3°C más bajas para iguales condiciones de funcionamiento en el lado frío de este dispositivo. Como dato adicional se encontró que las temperaturas obtenidas en el lado caliente son entre 3 y 8°C más bajas al emplear oxígeno.

Finalmente se empleó el aire frío producido en tubo vórtex como medio de enfriamiento para el temple de probetas de acero 1045 para mejorar las características del temple en aire. Las pruebas muestran que al emplear aire frío se incrementa la gradiente de temperatura y se reduce el tiempo de enfriamiento obteniendo una dureza mayor que al emplear aire a temperatura ambiente.

ABSTRACT

The purpose of this study was to establish if oxygen as substitute of air in the vortex tube produces changes in the temperatures in the cold side. For this purpose a vortex tube model 20008 AiRTX brand was used. The vortex tube was assessed to 80 and 60 psi pressure and 150 l / min to the inlet flow of air and oxygen for cold fractions between 100 and 30%.

The results show that the use of oxygen as substitute of air in the vortex tube allows obtaining temperatures from 1 to 3 °C lower for the same operating conditions on the cold side of the device. As additional data the study shows that the temperatures measured on the hot side are between 3 and 8 °C lower when the vortex tube works with oxygen. Generally it can be said that the air produces a better separation of temperatures. The differences between hot and cold temperatures for similar operating conditions are higher with air.

Also in the study was found that the maximum air-conditioning capacity is not at the lower temperature because the flow on the cold side is reduced. For this reason is necessary to find the balance between temperature and flow according to the application.

Finally the cold air produced in the vortex tube was used as a cooling medium for hardening of 1045 steel specimens to improve the characteristics of hardening in air. The tests show that when cold air is used increases the temperature gradient and reduces the cooling time to obtain a greater hardness.

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA DE INVESTIGACIÓN

“ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL TUBO VORTEX Y SU INFLUENCIA EN LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL LADO FRÍO.”

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.2.1 Contextualización.

El Tubo de Vórtex es un dispositivo que se inventó casi por accidente en 1928 por George Ranque, un físico de origen francés. Básicamente es un tubo con una entrada de aire comprimido en forma tangencial del cual sale aire frío por un extremo y el aire caliente por otro. Sin embargo y a pesar de la simplicidad que presenta, este dispositivo fracasó y el tubo vórtex estuvo olvidado hasta que, en 1945 el físico alemán Rudolph Hilsch, publicó un extenso tratado sobre el tema.

La difusión del tubo vórtex en aplicaciones de refrigeración se ha visto limitado por su bajo coeficiente de desempeño frente a otros sistemas como los de refrigeración por compresión de vapor. Hoy en día, a nivel mundial se están desarrollando investigaciones para mejorar el rendimiento del tubo vórtex con el fin de dar soluciones a aplicaciones como: el enfriamiento de dispositivos industriales, sistemas de combustión, separación de flujos. Además el tubo vórtex es una esperanza de uso en sistemas de refrigeración limpios, sencillos y aplicables al aire acondicionado.

La difusión y el empleo del tubo vórtex en la industria e instituciones educativas de Ecuador, son muy reducidos, siendo de este modo, el único documento elaborado en nuestro país acerca de este dispositivo se refiere a un banco de

pruebas realizado como trabajo de graduación por un estudiante de la Escuela Superior Politécnica del Litoral. Tampoco se pudo encontrar proveedores ni puntos de venta de este dispositivo en el país.

Debido a la simplicidad de sus componentes, los materiales como el acero y maquinaria empleados en su fabricación, el desarrollo de estos dispositivos es viable en el país. Sin embargo debido a la escasa documentación y poca promoción de las ventajas y posibles aplicaciones del tubo vórtex, es necesario emprender en una investigación que permita generar un mayor entendimiento y conocimientos necesarios para la construcción de estos dispositivos con un buen coeficiente de desempeño.

A pesar de que el efecto y el tubo vórtex son ampliamente conocidos en los círculos de ingeniería y ciencia aplicada, donde son temas de investigación, no se les menciona en ningún libro de termodinámica o mecánica de fluidos consultados en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato. El hecho de no haberse registrado investigaciones, documentación o bibliografía, mucho menos haber tenido un prototipo del tubo vórtex que sirva como punto de partida para el desarrollo de nuevos modelos que permitan optimizar la capacidad térmica de este dispositivo; no imposibilita realizar la investigación debido a que es un dispositivo de fácil adquisición, además los equipos existentes en los laboratorios de la carrera son suficientes para emprender en este proyecto para obtener temperaturas más frías.

La bibliografía existente en la facultad relacionada al estudio del Tubo Vórtex se limita a la instalación neumática necesaria para su funcionamiento y al análisis térmico. Esta bibliografía junto a los archivos digitales como libros, publicaciones en revistas y estudios de universidades alrededor del mundo disponibles en la web presentan el sustento necesario para emprender en un estudio de su funcionamiento que permita mejorar las características de funcionamiento del tubo vórtex.

1.2.2 Análisis Crítico.

Aunque en Ecuador el tubo vórtex de Ranque-Hilsch no es de gran conocimiento, en otros lugares del mundo se lo ha utilizado durante muchas décadas en diversas aplicaciones de ingeniería. Esto gracias a su diseño compacto y mínimo mantenimiento, es muy popular en la calefacción y en algunos procesos de enfriamiento.

A pesar de tener una estructura geometría bastante simple (un tubo con entrada de aire tangencial), el mecanismo que produce la separación de un solo flujo en dos a diferentes temperaturas, es bastante complicado. De esta manera existen varias observaciones y teorías que han sido descritas y exploradas por diferentes investigadores sobre este fenómeno, tratando de explicar el fenómeno en el interior del tubo; en el intento de mejorar el rendimiento de este dispositivo para ser considerado como un método de refrigeración limpio y amigable al medio ambiente.

Varios de estos estudios demostraron que los principales elementos que influyen en el rendimiento del tubo vórtex son su cámara de inyección y sus válvulas de salida, sin embargo no se ha podido establecer una relación clara en entre estos dos elementos, por lo que se están desarrollando nuevas investigaciones que ayuden a un mejor entendimiento y desempeño de este dispositivo.

Se presume que otro elemento influyente sobre el efecto de separación del flujo y las temperaturas alcanzadas en la salida del tubo vórtex es el tipo de fluido empleado para su funcionamiento; comúnmente este dispositivo opera con aire.

1.2.3 Prognosis.

El tubo vórtex desde su inicio a demostrado ser por su construcción sencilla y funcionamiento no contaminante, una buena alternativa para ser usado en procesos de refrigeración y calefacción, sin embargo por su bajo coeficiente de desempeño ha sido olvidado por varios años; en la actualidad gracias a las

nuevas políticas ambientalistas a nivel mundial el desarrollo de este dispositivo ha tomado gran interés.

Por cuanto el diseño de cada una de sus partes deben ser mejoradas, así como las condiciones de trabajo como el fluido utilizado deben ser estudiadas para que pueda ser considerado como una alternativa válida en los procesos de calefacción y refrigeración. De no darse una mejora a las condiciones de operación, no se lograría obtener temperaturas más bajas con caudales mayores, impidiendo su aplicación eficiente en procesos de refrigeración.

1.2.4 Formulación del problema.

¿Cómo incide el fluido suministrado al tubo vórtex en la temperatura de la salida del lado frío?

1.2.5 Preguntas directrices.

- ¿Con que tipo de fluidos puede trabajar el tubo vórtex?
- ¿Cuál es la fracción fría respecto al fluido suministrado con la que se obtienen temperaturas más bajas en el lado frío?
- ¿Cuál es la presión con la que mejor opera el tubo vórtex respecto al fluido suministrado?
- ¿Con que fluido se obtendrá temperaturas más bajas en el lado frío del tubo vórtex?

1.2.6 Delimitación del problema

De contenido:

El campo científico, el área y el aspecto en el que se ubica el problema es el siguiente:

- Tubo vórtex.
- Sistemas de refrigeración.
- Sistemas térmicos.
- Ingeniería mecánica.

Espacial:

La investigación se realizará en los laboratorios de la Carrera de Ingeniería Mecánica de Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, ubicada en la Av. de Los Chasquis y Av. Los Atis, entre Rio Guayllabamba y Rio Payamino

Temporal:

El estudio se realizará en el período comprendido entre los meses de Octubre 2012 - Junio 2013. En este tiempo se logrará identificar si el fluido suministrado tiene incidencia en la temperatura del gas a la salida del lado frío.

1.3 JUSTIFICACIÓN.

La creciente necesidad de obtener sistemas más amigables con el medio ambiente ha impulsado la investigación de nuevos métodos de refrigeración. Por lo que la posible aplicación del tubo vórtex para acondicionamiento de aire se presenta como una alternativa clara para la sustitución de los procesos de acondicionamiento tradicionales como el de compresión de vapor.

Para que el tubo vórtex pueda considerarse como una clara alternativa de refrigeración o acondicionamiento de aire es indispensable que se pueda obtener mayores rangos de temperaturas con caudales mayores en uno u otro lado. Para lograr este objetivo se requiere identificar nuevas condiciones de trabajo del tubo vórtex.

Se cree que uno de sus principales factores que determinan la temperatura a la salida del lado frío, es el tipo de fluido empleado en el tubo vórtex. Por cuanto es importante identificar si el fluido de trabajo suministrado al tubo vórtex tiene alguna influencia significativa en la separación de temperaturas en el tubo; en la búsqueda de desarrollar un dispositivo de mejores características.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

Realizar un estudio del tipo de fluido de trabajo del tubo vórtex que permita saber la influencia de este sobre la temperatura del gas en las salidas.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar con que tipos de fluidos puede trabajar el tubo vórtex.
- Identificar cual es la fracción fría con la que se obtienen temperaturas más bajas a la salida del lado frío para cada fluido empleado.
- Evaluar con que presión respecto a cada fluido suministrado se obtienen mejores condiciones de operación en el tubo vórtex.
- Señalar si existe una diferencia significativa en las temperaturas de salida del tubo vórtex al sustituir el aire por otro gas.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

La presente investigación se apoya en investigaciones realizadas con anterioridad por otros autores, a continuación se presentan algunas conclusiones recogidas en forma general sobre investigaciones realizadas al tubo vórtex en el afán de mejorar sus características de operación:

WESTLEY R. Optimum Design of a Vortex Tube for achieving large temperature drop ratios. The College of Aeronautics Grandfield. 1955.

La caída de temperatura de un Tubo Vórtex depende de la presión de entrada, del tamaño del inyector, el diámetro del orificio de salida y la configuración de la válvula de salida.

El tamaño óptimo de la salida fría no depende de la presión de entrada, sino del área transversal del tubo vórtex.

CHENGMING GAO. Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. China. 2005.

Las mediciones de la turbulencia muestran que en el centro y cerca de las paredes la intensidad de la turbulencia es alta; mientras que en las regiones intermedias el nivel de turbulencia es más bajo.

En el estudio se demuestra que el proceso en el interior del sistema RHVT es altamente irreversible.

MAZIAR ARJOMANDI and YUNPENG XUE. Influence of the Vortex angle on the efficiency of the Ranque-Hilsch Vortex Tube.

El ángulo del inyector del tubo vórtex juega un papel importante tanto en la separación de temperatura como en el rendimiento del tubo.

Un menor ángulo de del inyector da mayor diferencia de temperatura, tanto la caída de temperatura en el extremo frío y aumento de la temperatura en el extremo caliente.

La existencia del valor de pico en la eficiencia de enfriamiento del sistema RHVT no se ha resuelto claramente en esta investigación por cuanto se necesita más investigación con aire inyectado a baja presión.

La turbulencia introducida por la alta presión de entrada reduce la eficiencia de enfriamiento.

GARCÍA CONTRERAS, OTROS. Construcción y caracterización de un tubo Ranque-Hilsch. Universidad Nacional de Colombia, Bogotá. 2009.

La válvula cilíndrica sirve de control de la temperatura y del flujo de las porciones de aire frío y caliente. Sucediendo que al disminuir el diámetro de la válvula se reduce el flujo de aire frío y se incrementa la temperatura por esta salida, mientras que en la salida de aire caliente el flujo aumenta y la temperatura disminuye. Sucede al contrario cuando se incrementa el diámetro de la válvula.

PONGJET AND SMITH. Investigation on the vortex thermal separation in a Vórtex tube refrigerator. Thailand.

El aumento del número de inyectores de entrada condujo a la separación temperatura más alta en el tubo de Vórtex.

Usando el tubo con el aislamiento para reducir la pérdida de energía a los alrededores dio una separación mayor temperatura en el tubo que sin aislamiento alrededor.

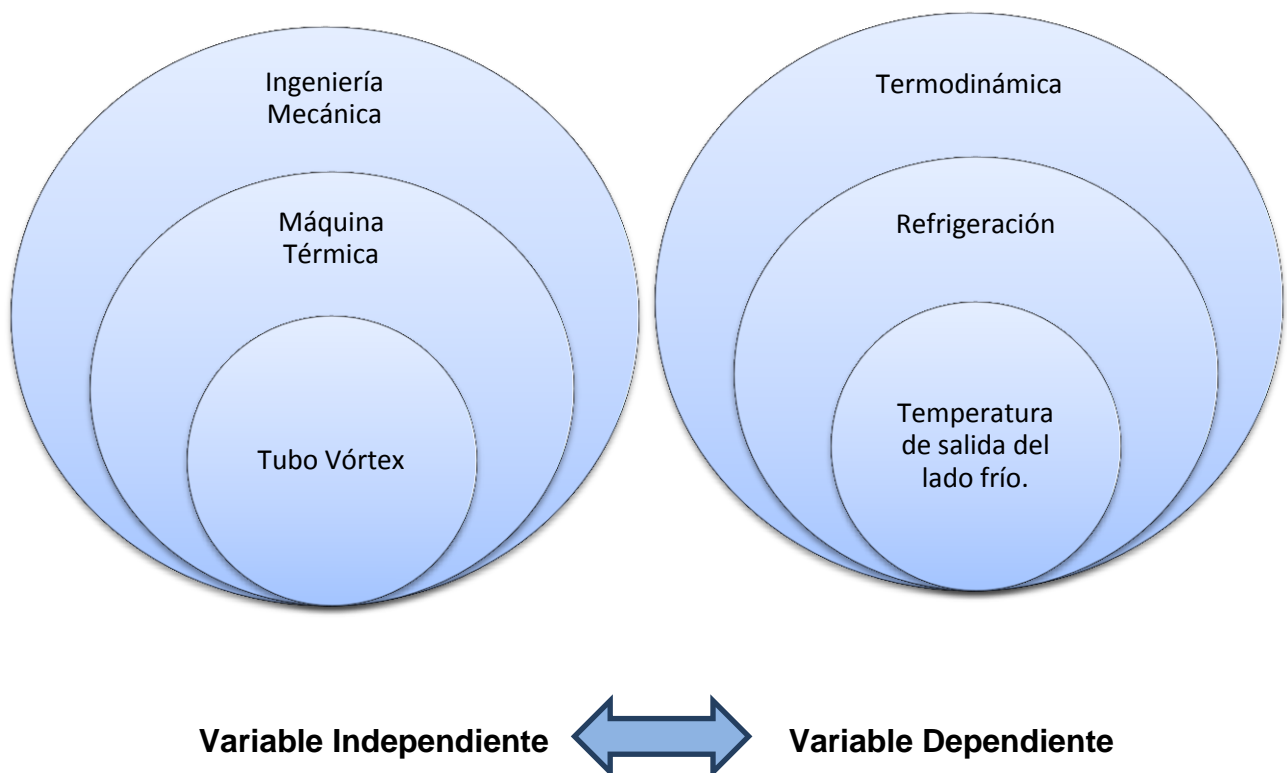
Un pequeño orificio en frío ($d/D=0,4$) (d diámetro del orificio de salida fría y D diámetro del tubo) dio mayor contrapresión mientras que un orificio grande frío ($d/D=0,8$) dio altas velocidades tangenciales en el lado frío, lo que resulta en una menor energía de separación en el tubo.

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La presente investigación se enmarca dentro de un paradigma positivista, puesto que los datos como caudal, presión y temperaturas pueden ser medidos mediante instrumentos; dichos datos pueden ser captados por los sentidos mismos que pueden ser sometidos a verificación cuantitativa.

En este trabajo, el tubo vórtex se somete a nuevas condiciones físicas de funcionamiento para de manera experimental, establecer el efecto de estas nuevas condiciones de funcionamiento sobre las temperaturas y caudales a la salida del dispositivo.

2.3 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES:



2.3.1 El Tubo Vórtex:

El tubo vórtex también conocido como tubo de vórtice, tubo vórtex Hilsch, tubo Ranque-Hilsch o demonio de Maxwell, fue descubierto por Georges Ranque en 1928, un metalurgista y físico, a quien se le concedió la patente francesa para el dispositivo en 1932, y una patente de Estados Unidos en 1934. La reacción inicial de la comunidad científica e ingenieril fue de incredulidad y apatía con su invención, debido a que el tubo era termodinámicamente ineficiente, por lo que fue abandonado por varios años. El interés en el dispositivo fue retomado por Hilsch, un ingeniero alemán, quien reportó la explicación de sus estudios experimentales y teóricos con el tubo vórtex, Hilsch examinó sistemáticamente el efecto de la presión a la entrada y los parámetros geométricos del tubo vórtex, presentando una posible explicación del proceso de separación de energía.

Desde entonces, esporádicas investigaciones han sido realizadas en el afán de incrementar su eficiencia. Aunque el principio general, su construcción es bastante simple, el fenómeno interior en el tubo durante su operación aún no es muy claro, por otro lado la teoría de su rendimiento aún no está claramente establecida.¹

Tiempo antes del descubrimiento de Ranque un físico británico llamado James Clerk Maxwell hizo profundas contribuciones como la ley de distribución aleatoria.

La ley de distribución de Maxwell dice que por cada molécula de gas que va hacia el oeste a 20 km/h debe haber uno que va hacia el este a la misma velocidad. Además, si la temperatura de la caja indica una velocidad media de 20 km/h, el número de moléculas que se mueve más rápidamente que la velocidad debe ser acompañado por el número de moléculas que se mueven más lentamente.

¹Silverman, M. (1993). *Strange Systems and Subtle Questions in Physics*. Great Britain.

Maxwell sugirió que existía una probabilidad estadística de que todas las moléculas de gas en una caja o un vaso de agua pueden moverse en la misma dirección. Esto haría al agua salir del recipiente. Maxwell fue más allá y dijo que si podía entrenar a un pequeño elfo "demonio" para que en una tubería de agua, se abra una pequeña válvula cuando una molécula rápida se acerca y se cierre esta válvula para moléculas lentas, sería posible separar una corriente de agua en agua caliente y agua fría. El demonio de Maxwell desafió la ley de la termodinámica que dice en esencia que "no se puede obtener algo por nada." Es decir, que no es posible separar el agua fría y el agua caliente sin aplicar ningún trabajo.²

El tubo vórtex es un instrumento capaz de convertir un suministro ordinario de aire comprimido generalmente a 100 psi (4-8 bares) en dos corrientes, una caliente y una fría. Este dispositivo es esencialmente una longitud recta de un tubo cilíndrico en el cual aire comprimido es inyectado tangencialmente al radio exterior, creando un ciclón giratorio a altas revoluciones. Mientras la espiral va hacia adentro esta es estrangulada, aquella corriente de aire resultante en el centro del núcleo puede ser separada del flujo perimetral. Con este dispositivo, se puede conseguir aire a una temperatura de 50 °C menor a la temperatura de alimentación con presiones de inyección moderadas.

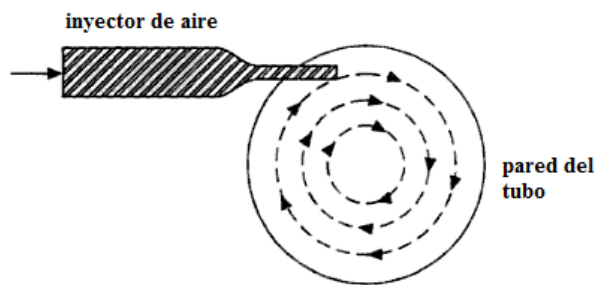


Figura2-1. Esquema de la entrada de aire al Tubo Vórtex.

Fuente: Ameen, A. (2006). *Refrigeration and Air Conditioning*. India.

²Smith, G. (s.f.). *Centelhas*. Recuperado el 23 de Junio de 2012, de <http://www.centelhas.com.br>: <http://www.centelhas.com.br/biblioteca/Ranque.htm>

Existen dos tipos de tubo vórtex: de contraflujo y de un solo flujo.

2.3.2 Tubo Vórtex de contra flujo:

En los tubos Vórtex de contraflujo el aire frío y el aire caliente salen a través de extremos opuestos.

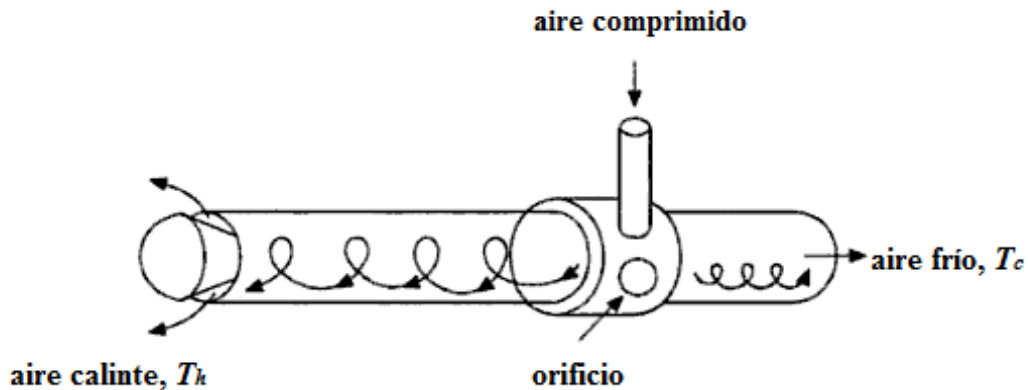


Figura2-2. Esquema de un tubo vórtex de contra flujo.

Fuente: Ameen, A. (2006). *Refrigeration and Air Conditioning*. India.

En 1961, Paruleker diseñó un tubo Vórtex cónico corto o divergente, es una variación del tubo vórtex de contra-flujo. Variando el ángulo del cono del Tubo Vórtex, él encontró que el parámetro L/D (L longitud del tubo y D diámetro del tubo) puede ser tan pequeño como 3. Él encontró que la rugosidad de la superficie interior del tubo tiene influencia en el rendimiento, de tal modo que, cualquier rugosidad en la superficie interna de los elementos del tubo puede disminuir su rendimiento hasta en un 20%, basado en su diferencia de temperatura.

Él sugirió que el diseño de los inyectores y la cámara de inyección son muy importantes. También sugirió que el inyector debería tener la forma de una espiral de Arquímedes.³

³Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

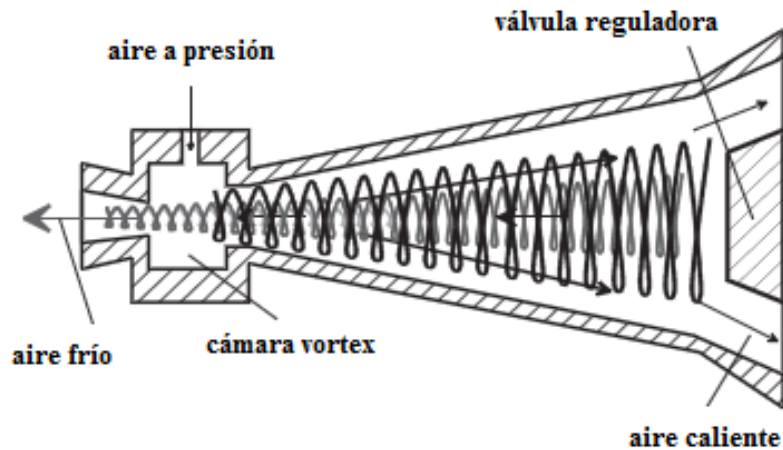


Figura 2-3.Esquema de un Tubo Vortex Divergente.

Fuente:Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

2.3.3 Tubo Vórtex de un solo flujo:

En los tubos Vórtex de un solo flujo, la corriente de aire frío sale por el mismo extremo que sale la corriente de aire caliente, como un núcleo de aire el cual es separado por un arreglo especial de válvula y orificio. El tubo de un solo flujo es menos eficiente comparado con el de contraflujo.⁴

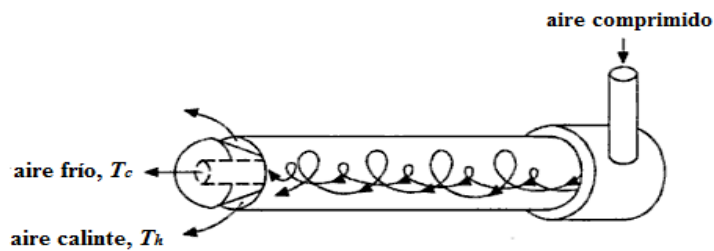


Figura 2-4.Esquema de un Tubo Vórtex de un solo flujo.

Fuente: Ameen, A. (2006). Refrigeration and Air Conditioning . India.

⁴Ameen, A. (2006). *Refrigeration and Air Conditioning*. India.

2.3.4 Descripción del funcionamiento del tubo Vórtex de contraflujo.

El tubo Vórtex de contraflujo tiene un extremo parcialmente cerrado con un orificio en el centro de aproximadamente la mitad del diámetro del tubo. En el otro extremo del tubo una válvula regula la salida de aire. Cuando la válvula está parcialmente abierta, una corriente de aire frío sale a través del orificio y una corriente de aire caliente sale a través de la válvula.

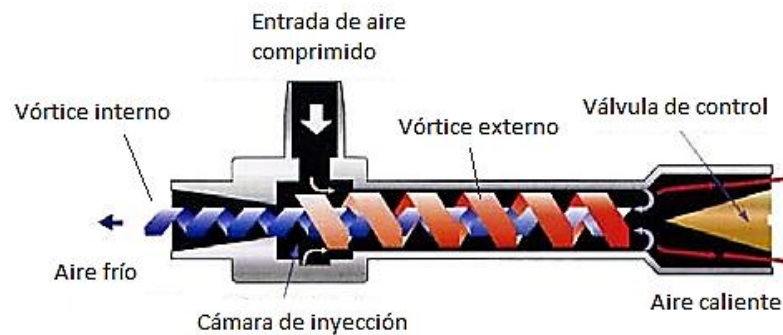


Figura 2-5. Esquema de funcionamiento del Tubo Vortex.

Fuente: EPUTEC. (2013). *Eputec Drucklufttechnik*. Recuperado el 25 de Mayo de 2013, de <http://www.eputec.de/en-exair-vortextubes-mini-cooler.php>

2.3.5 Partes del tubo vórtex.

En esencia un tubo vórtex está compuesto por las siguientes partes.

Tabla 2-1. Componentes del tubo vórtex.

	
TUBO VÓRTEX	
	
Válvula (salida de aire caliente).	Manguito.
	
Generador con seis inyectores.	Empaque.
	
Salida de aire frío.	Tubo o cuerpo.

Fuente: Álvaro J. Morejón

2.3.6 Cómo controlar la temperatura y flujo de un tubo Vórtex.

El flujo de aire frío y la temperatura se controlan fácilmente mediante el ajuste de la válvula de la salida de aire caliente. Abriendo esta válvula se reduce el flujo y la temperatura del aire frío. Cerrando la válvula se incrementa el flujo de aire caliente y la temperatura del aire frío.

El porcentaje de aire que se dirige a la salida de aire caliente del tubo de Vórtex se llama “fracción de fría”. En la mayoría de las aplicaciones, una fracción fría del 80% produce una combinación de la proporción de flujo de aire frío y la caída de la temperatura maximiza la refrigeración, Btu/h o (Kcal/h). Cuantas más pequeñas sean las fracciones (menos del 50%) se producen temperaturas más bajas, mediante el sacrificio de flujo de aire frío.⁵

2.3.7 Ventajas y desventajas del tubo vórtex:

El uso del tubo vórtex es conveniente donde un suministro de aire comprimido está disponible, para obtener rápida y momentáneamente una caída de temperatura. El uso del enfriamiento vórtex a menudo puede resultar una mejor propuesta que los más eficientes sistemas convencionales de compresión de vapor cuando se aplica a cualquiera de los siguientes requerimientos:

- Peso ligero y portátil.
- Enfriamiento y congelamiento puntual.
- Ausencia de partes móviles y alta confiabilidad.
- Puede ser usado donde la electricidad no está disponible o está prohibida por seguridad.
- Bajo costo de adquisición.
- Operación instantánea.
- No requiere de mantenimiento especializado.

⁵Iriondo, C. (s.f.). <http://www.ciriondo.com>. Recuperado el 20 de 06 de 2012, de <http://www.ciriondo.com/PDFs/Textos/Airtx%20Manual.pdf>

El tubo Vórtex tiene los siguientes inconvenientes:

- Puede cesar en su operación por congelación si el aire comprimido tiene un alto grado de humedad a baja temperatura ambiente.
- Es ruidoso, aunque se pueden montar silenciadores; y por último,
- Baja eficiencia, el COP está entre (0.1 – 0.2). Resultando poco económico para grandes aplicaciones.

2.3.8 Aplicaciones del Tubo Vórtex.

Las aplicaciones del tubo de Vórtex se limitan a procesos de refrigeración puntual, entre las más comunes se pueden enlistar las siguientes:⁶

- **Refrigeración de herramientas de corte.** Es lo más adecuado para enfriar herramientas de corte en un taller especialmente para aquellos materiales para los que el uso de refrigerante no está permitido.

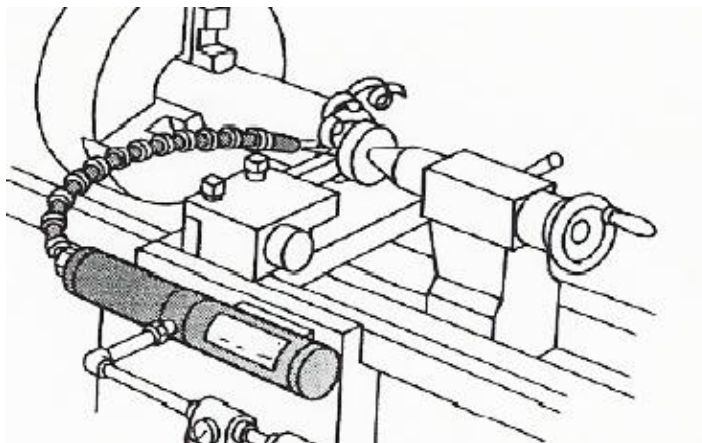


Figura 2-6.Torno enfriado por Tubo Vórtex

Fuente. Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 7.

⁶Prasad, M. (2006). *Refrigeration and Air Conditionig* (Segunda ed.). Delhi, India.

- **Enfriamiento en operaciones de afilado.**

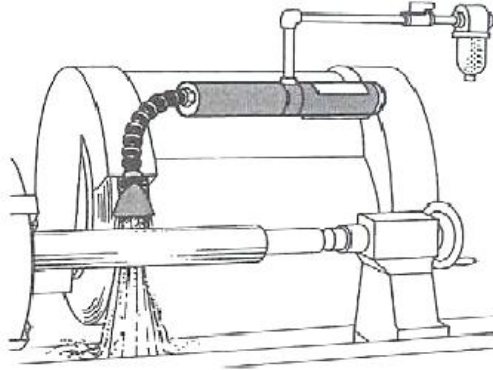


Figura 2-7. Enfriado de esmerilado con Tubo Vórtex.

Fuente: Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 7.

- **Trajes de aire.** Una empresa británica fabrica trajes de aire, con el aire frío del tubo de vórtice. Tales trajes son utilizados por los operadores de manejo de gases tóxicos durante la pulverización pintura, mantenimiento de recipientes a presión. También es muy adecuado para los trabajadores de las minas de carbón.



Figura 2-8. Chaleco enfriado por Tubo Vórtex

Fuente: Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 7.

- **Refrigerador de armario.** El Tubo Vórtex puede ser usado para enfriar armarios en los que se instalan circuitos electrónicos.



Figura 2-9. Refrigerador de armario por Tubo Vórtex

Fuente:VirtualExpo, G. (2013). *Direct Industry*. Recuperado el 25 de Mayo de 2013, de <http://www.directindustry.es/prod/nex-flow-air-products-corp/refrigeradores-de-armarios-por-tubos-vortex-54188-655973.html>

- **Soldadura por puntos en el transporte.** Enfriar esta operación de soldadura por puntos con un tubo Vórtex elimina prácticamente las operaciones secundarias de suavizado, y mejora grandemente la apariencia del producto.

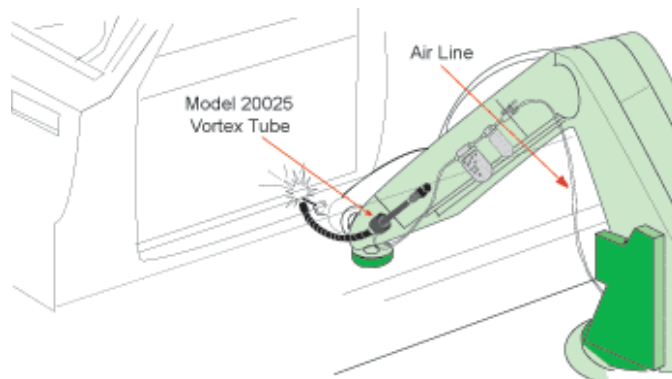


Figura 2-10. Enfriado de soldadura por puntos con Tubo Vórtex

Fuente: Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 7.

- El tubo Vórtex también se puede utilizar para enfriar ciertos productos a temperaturas tan bajas como $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ por enfriamiento directo. Para el caso de emplear el aire frío directo a productos alimenticios de deberá asegurar que el aire esté libre de impurezas o cualquier tipo de contaminantes.
- El Tubo Vórtex se ha utilizado para condensar gases naturales.
- Desde que el Tubo Vórtex separa el aire frío, puede ser una elección adecuada en la refrigeración en aeronaves. El aire caliente en lugar de ser sangrado del compresor principal, puede ser utilizado para tal fin.
- Es más adecuado para todo el año de acondicionamiento de aire. Durante la temporada de verano, el aire fresco se suministra a la habitación, mientras que durante el invierno el aire caliente puede ser suministrado a la sala invirtiendo la conexión aire.

2.3.9 Estudio experimental del tubo vórtex:

Experimentalmente, tres aspectos diferentes son estudiados, se incluyen los medios de trabajo, la geometría y el campo de flujo interno:

Medio de trabajo:

El primer estudio sobre la separación de mezclas con tubos vórtex fue publicado en 1967 por Linderstrom-Lang y en 1977 por Marshall. Las mezclas de gases (oxígeno e hidrógeno, dióxido carbónico y helio, dióxido carbónico y aire, y otras mezclas) fueron usadas como medios de trabajo. En el 2001 el tubo vórtex fue usado para la separación de dióxido de carbono por Kevin. En el 2002 el tubo vórtex fue usado para enriquecer la concentración de metano por Manobar. En 1988, Blamer uso agua como medio de trabajo. Se encontró que cuando la inyección del agua es a presiones altas (20 -50 bares), la separación de energía existe, comprobándose que el proceso de separación de energía con fluidos incompresibles existe.

En todas las investigaciones citadas se encontró que el medio de trabajo en un tubo Vórtex es muy importante. Aplicando diferentes medios de trabajo el rendimiento puede ser optimizado y el tubo vórtex puede ser usado para la separación de gases.⁷

Geometría:

Los aspectos de geometría se refieren a las características de los componentes como el orificio de salida de la corriente fría, válvula de control y los inyectores.

En 1955, Westley experimentalmente optimizó la geometría del tubo vórtex. El encontró que una configuración óptima puede ser descrita por relaciones entre el área de inyección, la longitud del tubo, la sección transversal del tubo, el área del orificio frío y la presión de entrada. La relación encontrada se describe como:

$$\frac{A_c}{A_{vt}} \cong 0.167, \quad \frac{A_{in}}{A_{vt}} \cong 0.156 + \frac{0.176}{\tau_p}, \quad \tau_p = \frac{P_{in}}{P_c} = 7.5$$

Donde A_c es el área del orificio de salida del flujo frío, A_{vt} es el área del tubo vórtex, A_{in} es el área de inyección, P_{in} es la presión de entrada y P_c es la presión de salida de la corriente fría.

En 1969, Soni publicó un estudio sobre tubos vórtex considerando 170 tubos diferentes y describió las siguientes relaciones entre los parámetros de diseño para un óptimo desempeño.⁸

$$\frac{A_c}{A_{vt}} = 0.08 \sim 0.145, \quad \frac{A_{in}}{A_{vt}} = 0.084 \sim 0.11, \quad \frac{L}{D} > 45$$

Donde L es la longitud del tubo vórtex. Las relaciones anteriores tienen un orden similar a las propuestas por Westley.

⁷Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

⁸Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

En la obra Refrigeración y aire acondicionado de Ahmadul Ameen se propone que el diámetro óptimo del orificio de salida del aire frío se encuentra en la mitad del diámetro del tubo.⁹

$$d = D/2$$

En 1961, Paruleker diseño un tubo vórtex cónico corto. Variando el ángulo cónico del tubo vórtex, el encontró que el parámetro L/D puede ser tan pequeño como 3. También encontró que la rugosidad de la superficie interna del tubo tiene influencia directa en el desempeño, “*cualquier elemento rugoso en la superficie interna disminuirá el desempeño del sistema hasta un 20% (basado en la diferencia de temperatura)*”. El sugirió que el diseño de la cámara vórtex y el inyector son muy importantes, mencionó que el inyector de entrada debe tener forma de la espiral de Arquímedes. El encontró que el tubo vórtex con un ángulo cónico cerca de 2.3° superó al mejor tubo cilíndrico por 20% - 25% de la eficiencia térmica y la capacidad de refrigeración.

Campo del flujo interno:

Las investigaciones del campo del flujo interno del tubo Vórtex empezaron con técnicas de visualización como: inyección de líquido coloreado, mezclas de carbón y aceite, humo y kerosene.

Con la inyección de líquido, todas las investigaciones se concentraron en el seguimiento de la pista de flujo en la pared de extremo y el uso de un tubo de lusita como tubo Vórtex para el seguimiento visual de los elementos líquidos. En el flujo ensayado al final de la pared, la distribución de la velocidad del gas muestra un sólido cuerpo de rotación en el centro. La visualización por medio de humo muestra la trayectoria del flujo dentro del tubo a lo largo del eje. En el patrón de flujo dentro del tubo, las dos partes diferentes del flujo turbulento se pueden distinguir: con un movimiento axial hacia el extremo caliente que es la

⁹Ameen, A. (2006). *Refrigeration and Air Conditioning* .India.

región periférica y con movimiento axial hacia el extremo frío es la región central.

Con estas técnicas de la visualización, la ventaja es que es muy fácil determinar cualitativamente el campo de flujo dentro del tubo. La desventaja es que no es posible obtener información cuantitativa del flujo y para encontrar el campo de temperaturas dentro del tubo. Las técnicas de visualización sólo nos pueden dar una descripción cualitativa del campo de flujo en el interior del tubo Vórtex. Para información más detallada del flujo como la presión, temperatura y campos de velocidad dentro del sistema, se requiere el uso de sondas.

El método de la visualización del color de Hilbert de los campos de fase de la densidad óptica de las corrientes de remolino se utilizó, con disposiciones para compensar las distorsiones ópticas debido a la temperatura estacionaria. Un modelo de trabajo del visualizador fue construido, con un campo de visión 100 mm de diámetro. La señal óptica detectada por una cámara de vídeo rápido y se envía a un sistema de procesamiento de datos basado en un ordenador personal para la determinación de los parámetros estructurales y cinemático del proceso bajo estudio.

Utilizando el método de filtrado dicromático de Hilbert se puede visualizar las estructuras de vórtices a gran escala en la forma de una doble hélice. El tiempo de exposición de cada fotograma es de 250 μ s. Lo que se visualiza es el gradiente de la fase de campo de la densidad óptica. La presión en la entrada al canal es de 0,6 MPa, el caudal de aire total es $4,5 \times 10^{-2}$ kg/s; el cambio de temperatura en las salidas fría y caliente es 33,9 y 1,6 °K, respectivamente; el relación de la velocidad de flujo a la salida frío a la velocidad de flujo total es 0,26; la eficiencia de enfriamiento adiabático es 0,3.¹⁰

¹⁰Arbuzov, V., Dubnishchev, Y., Lebedev, A., & Pravdina, M. (1997). Observation of large-scale Hydrodynamic structures in a Vortex Tube and Ranque effect. *American Institute of Physics*, 938-940.

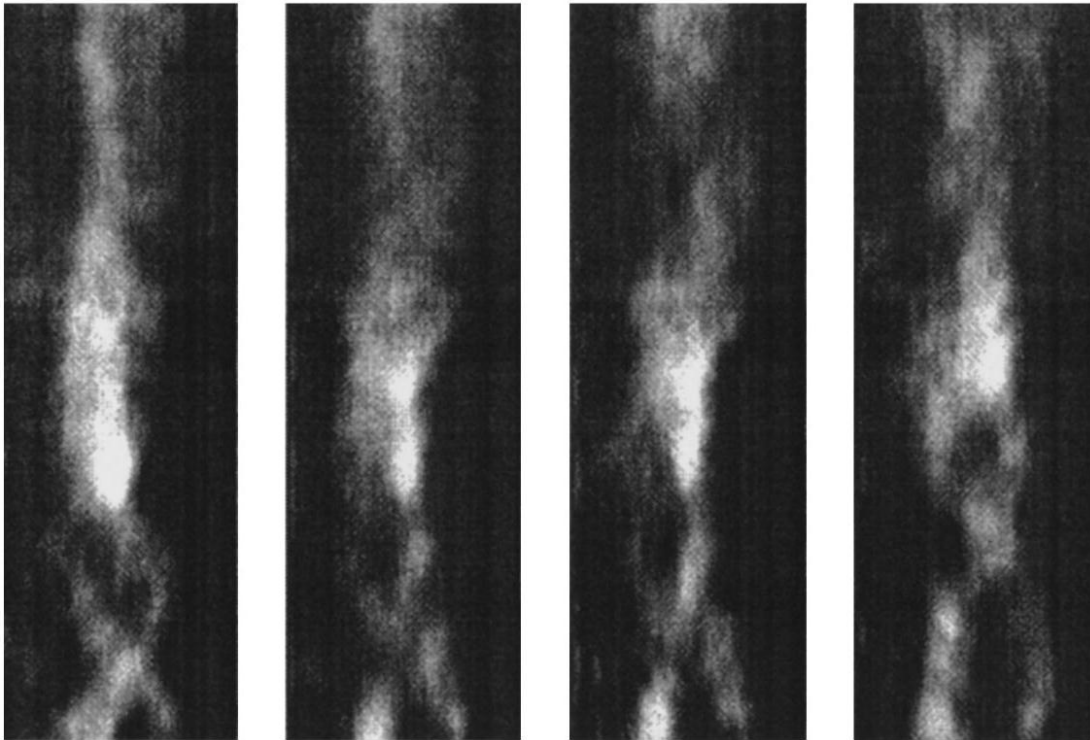


Figura2-11. Visualización del efecto Vortex con el método de filtrado dicromático de Hilbert.

Fuente. Arbutov, V., Dubnischchev, Y., Lebedev, A., & Pravdina, M. (1997). Observation of large-scale Hydrodynamic structures in a Vortex Tube and Ranque effect. *American Institute of Physics*, 938-940.

2.3.10 Fenómeno de separación de temperaturas en el tubo Vórtex.

Existen varias teorías concernientes a la dinámica del tubo Vórtex. Algunas de las cuales coinciden en que, al entrar el aire al tubo se generan flujos en forma de torbellino los cuales viajan en direcciones contrarias, a la misma velocidad angular. Por el principio de conservación del momento angular la velocidad rotacional del vórtice interno debería aumentar, pero en el tubo la velocidad de vórtice permanece igual. El momento angular que el vórtice interno deja de ganar, se manifiesta en el vórtice exterior en forma de calor.

Así, el vórtice exterior se calienta y el interno se enfría. Debido a que el flujo es turbulento, los remolinos pueden viajar de un vórtice al otro. De esta forma, microvolúmenes del fluido viajan desde el centro hacia el exterior (en la cual la presión relativa es mayor), los cuales son comprimidos produciendo calentamiento, mientras que los microvolúmenes que se mueven hacia el centro del tubo disminuyen su presión, por lo que sufren enfriamiento.¹¹

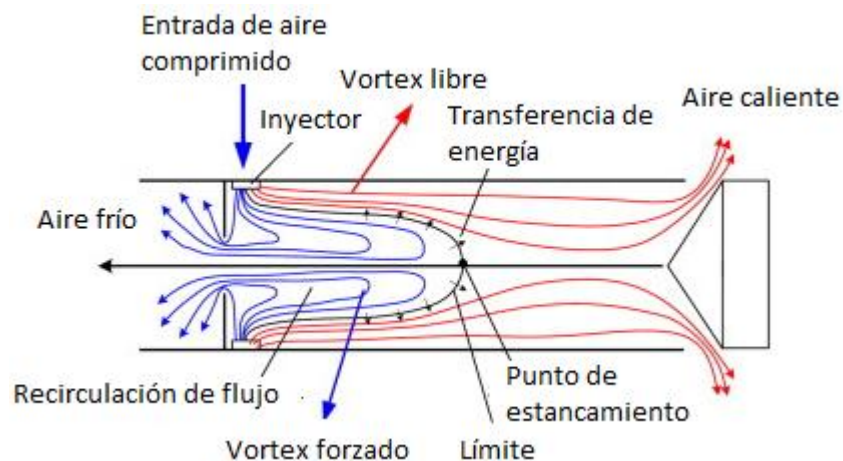


Figura 2-12. Esquema de funcionamiento del Tubo Vórtex.

Fuente:Im, S. Y., & Yu, S. (2012). Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization. *7th Biennial International Workshop "Advances in Energy Studies"*, 154-160.

¹¹García, Muñoz, & Fajardo. (27 de Marzo de 2009). Construcción y caracterización de un tubo Ranque-Hilsch. Bogotá, Colombia.

2.3.11 Cámaras de inyección del tubo Vórtex.

A lo largo de las diferentes investigaciones se han probado un sin número de formas para la cámara de inyección del Tubo Vórtex, ninguna de las formas de estos inyectores presenta un sustento teórico que verifique si las formas y las dimensiones son correctas. Todas las investigaciones se han hecho de manera experimental; entre estas se pueden resumir los siguientes tipos y formas de cámaras de inyección.

Cámara de inyección espiral.

Como se muestra esquemáticamente, los tubos se unen por la cámara de sección espiral que tiene un orificio por el que se inyecta aire a través de la boquilla B. Al penetrar el aire en la espiral de la cámara, se ve obligado a fluir en un vórtice que se desplaza por el tubo C, ya que la presencia del diafragma D impide su libre circulación.¹²

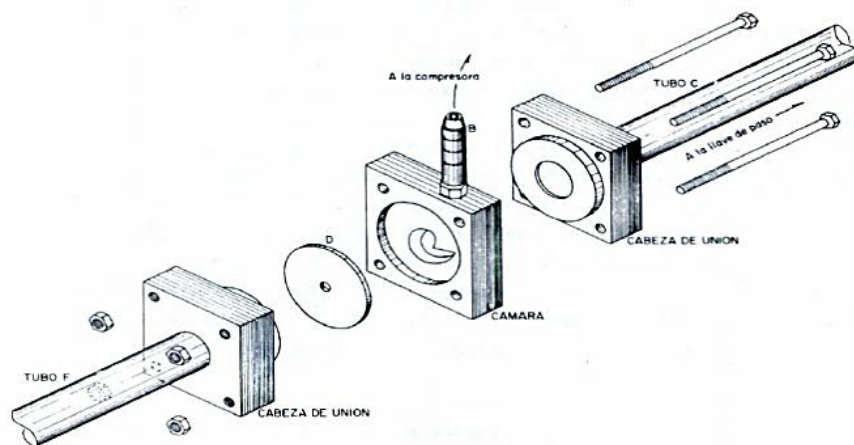


Figura 2-13. Tubo Vórtex con generador en espiral.

Fuente: Salas, B. (1985). Demostración para cursos de Termodinámica: El Tubo de Ranque-hilsch. México.

¹²Salas, B. (1985). Demostración para cursos de Termodinámica: El Tubo de Ranque-hilsch. México.

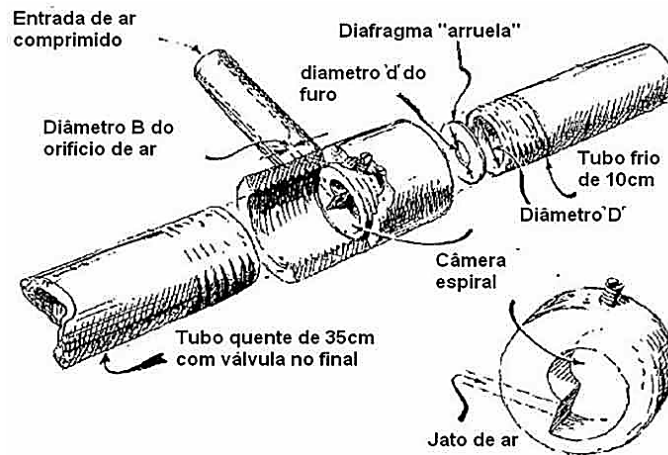


Figura 2-14. Tubo Vórtex con generador en espiral.

Fuente: <http://www.centelhas.com.br/biblioteca/Ranque.htm>

Cámaras de inyección circulares o generadores.

Dentro de estas cámaras de inyección se distinguen tres tipos, las mismas que pueden tener uno o varios inyectores. En los casos que se empleen más de un inyector, estos serán uniformemente distribuidos.

Desde las primeras investigaciones realizadas por Ranque, se estableció que la entrada de aire debe ser por medio de una boquilla tangencial a la pared del inyector como lo muestra la figura. ¹³

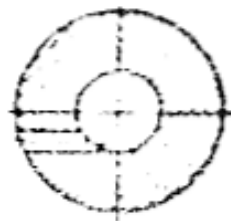


Figura 2-15. Generador con orificio tangencial al lado externo.

Fuente: Medina, R. (2004). Diseño de un Banco de Pruebas de Tubo Vortex para Laboratorio de la ESPOL. Ecuador.

¹³Roberto, M. (2004). Diseño de un Banco de Pruebas de Tubo Vortex para Laboratorio de la ESPOL. Ecuador.

En los estudios posteriores realizados por Hilsch, utiliza una variante del inyector anterior, como se muestra.

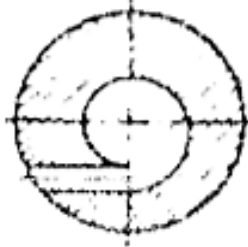


Figura 2-16. Generador con orificio tangencial al lado interno.

Fuente: Medina, R. (2004). Diseño de un Banco de Pruebas de Tubo Vortex para Laboratorio de la ESPOL. Ecuador.

En un estudio realizado por Birr, señala que esta variación no presenta mayores ventajas al inyector propuesto por Ranque, el investigador Cube entrega una tercera forma del inyector, donde el inyector tiene una forma espiral tallada en la sección circular de la cámara de inyección.

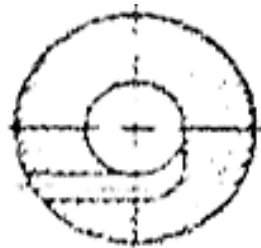


Figura 2-17. Generador con orificio espiral tangencial.

Fuente: Medina, R. (2004). Diseño de un Banco de Pruebas de Tubo Vortex para Laboratorio de la ESPOL. Ecuador.

2.3.12 Primera ley de la termodinámica:

A la primera ley de la termodinámica también se la conoce como el principio de la conservación de la energía, relaciona las diversas formas de interacción de la energía. La primera ley establece que “*la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo se puede cambiar de forma*”. Por tanto toda la energía que interviene en un proceso debe justificarse. El principio de conservación de energía se expresa como: *el cambio neto $[\Delta E_{\text{sistema}}]$ (incremento o disminución) en la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra $[E_{\text{entrada}}]$ y la energía total que sale $[E_{\text{salida}}]$ del sistema durante el proceso.*

$$[\Delta E_{\text{sistema}}] = [E_{\text{entrada}}] - [E_{\text{salida}}] \text{ Ec. 2-1}$$

En un sistema se puede presentar la energía en numerosas formas: interna (sensible, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética; por lo que la suma de todas ellas constituye la energía total de un sistema $[E]$. Se puede decir que el cambio de $[E]$ durante un proceso es la suma de los cambios de las energías: interna $[U]$, cinética $[EC]$ y potencial $[EP]$.

$$\Delta E = \Delta U + EC + EP \text{ Ec. 2-2}$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \text{ Ec. 2-3}$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \text{ Ec. 2-4}$$

$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1) \text{ Ec. 2-5}$$

Donde m es el flujo másico, u la energía interna específica, V la velocidad del sistema y z la diferencia de altura del sistema. La mayor parte de sistemas son estacionarios, sin cambios de velocidad o elevación durante el proceso por tanto se dice que $\Delta EC = \Delta EP = 0$, la relación de cambio de energía se reduce a $\Delta E = \Delta U$.

2.3.13 Mecanismos de transferencia de calor:

La energía se puede transferir desde o hacia un sistema de tres formas: calor, trabajo y flujo másico. Las dos formas de interacción de la energía a una masa fija o sistema cerrado son la transferencia de calor y trabajo.

La transferencia de calor $[Q]$ (causada por una diferencia de temperatura) hacia un sistema incrementa la energía de las moléculas (ganancia de calor), mientras que la transferencia de calor desde un sistema disminuye la energía de las moléculas (pérdida de calor). La transferencia de trabajo $[W]$ es una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores (émbolos, ejes, resistencias eléctricas). El trabajo realizado sobre un sistema incrementa la energía de este, mientras que el trabajo realizado por un sistema la disminuye. El flujo másico $[m]$ que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa al sistema la energía aumenta, mientras que cuando sale esta disminuye.

Como la energía puede ser transferida en las formas de calor, trabajo y masa, su transferencia neta es igual a la diferencia entre las cantidades transferidas, el balance de energía se expresa como:¹⁴

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) + (E_{\text{masa-entrada}} - E_{\text{masa-salida}}) \quad \text{Ec. 2-6}$$

2.3.14 Sistemas cerrados y abiertos:

Un sistema es *una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis*. La masa o región fuera del sistema se llama alrededores, y la superficie que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera. Los sistemas se pueden considerar cerrados o abiertos, depende si es una masa fija o un volumen fijo en el espacio.

¹⁴Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. México: McGraw Hill.

Un sistema cerrado conocido también como masa de control es una cantidad fija de masa donde ninguna masa puede entrar o salir del sistema. Pero la energía, en forma de calor o trabajo puede cruzar la frontera; si se prohíbe que la energía cruce la frontera se llama sistema aislado.

Un sistema abierto o volumen de control, es una región en el espacio que generalmente encierra un dispositivo que tiene un flujo másico, como un compresor o una tobera. Tanto la masa como la energía pueden cruzar la frontera. Un volumen de control puede ser fijo en tamaño y forma o puede implicar una frontera móvil.

2.3.15 Análisis Termodinámico Del Tubo Vórtex.

En el tubo vórtex se considera que el flujo entra a una presión inicial de P_{in} , el cual se expande isoentrópicamente disminuyendo la presión, para finalmente separarse en dos flujos a presión constante y temperaturas diferentes. Como se muestra en la figura 2-18.¹⁵

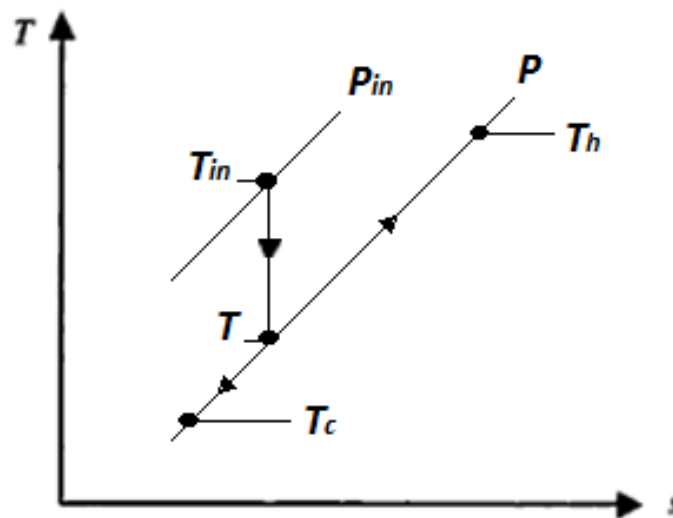


Figura 2-18. Diagrama t-s del tubo vórtex

Fuente. Álvaro J. Morejón

¹⁵Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

Consideraciones:

Volumen de control.

Región elegida en el espacio, involucra a dispositivos con flujo másico.

Energía total de un fluido en movimiento.

La energía total de un sistema compresible consiste en tres partes (interna, cinética y potencial):

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz [\text{kJ/kg}] \text{Ec. 2-7}$$

Para el tubo Vórtex no existe energía potencial, por lo tanto:

$$gz = 0 \text{Ec. 2-8}$$

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la *energía de flujo Pv*. La energía total de un fluido en movimiento por unidad de masa (θ) es:

$$\theta = Pv + e = Pv + u + \frac{v^2}{2} [\text{kJ/kg}] \text{Ec. 2-9}$$

La entalpía fue definida como:

$$h = Pv + u \text{Ec. 2-10}$$

En el tubo Vórtex se considera que la corriente de fluido tiene propiedades uniformes y se mueve a un flujo másico \dot{m} , por lo tanto la energía de la corriente es:

$$\dot{E}_{masa} = \dot{m}\theta = \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) [\text{kW}] \quad \text{Ec. 2-11}$$

Proceso de flujo estacionario.

Proceso durante el cual un fluido fluye de forma estacionaria por un volumen de control. Las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes

durante el proceso. Estacionario implica que no se presentan cambios con el tiempo. Por tanto el volumen, masa y energía total permanecen constantes.¹⁶

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} [\text{Kg/seg}] \quad \text{Ec. 2-12}$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad \text{Ec. 2-13}$$

Balance de energía para un sistema general de flujo estacionario:

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{m}_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) \quad \text{Ec. 2-14}$$

En el proceso del tubo Vórtex no existe trabajo, por tanto:

$$\dot{W}_{in} = 0; \quad \dot{W}_{out} = 0$$

La transferencia de calor entre el fluido y sus alrededores es muy pequeña debido a las velocidades altas y al corto tiempo que el fluido permanece en el dispositivo, despreciando pérdidas de calor en el proceso del tubo Vórtex, tenemos:

$$\dot{Q}_{in} = 0; \quad \dot{Q}_{out} = 0$$

Por tanto el balance de energía para el tubo Vórtex es:

$$\dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} \right) = \dot{m}_c \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} \right) + \dot{m}_h \left(h_h + \frac{v_h^2}{2} \right) \quad \text{Ec. 2-15}$$

La variación de los calores específicos de gases ideales con la temperatura es uniforme y se puede aproximar como lineal en intervalos pequeños de temperatura (algunos cientos de grados o menos). Por lo tanto se puede decir que:

$$h_2 - h_1 = c_{p,prom} (T_2 - T_1) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec. 2-16}$$

¹⁶Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 230-234). México: McGraw-Hill.

Donde el calor específico $c_{p, prom}$ [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$] se evalúa T_{prom} a temperatura promedio:

$$T_{prom} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \text{Ec. 2-17}$$

Suponiendo la energía cinética insignificante:

Balance de energía:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \text{Ec. 2-18}$$

$$0 = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_c h_c - \dot{m}_h h_h$$

$$0 = (\dot{m}_c + \dot{m}_h) h_{in} - \dot{m}_c h_c - \dot{m}_h h_h$$

$$0 = \dot{m}_c (h_{in} - h_c) + \dot{m}_h (h_{in} - h_h)$$

$$0 = \mu_c \dot{m}_{in} (h_{in} - h_c) + \mu_h \dot{m}_{in} (h_{in} - h_h)$$

$$0 = \mu_c \dot{m}_{in} c_p (T_{in} - T_c) + \mu_h \dot{m}_{in} c_p (T_{in} - T_h)$$

$$0 = \mu_c c_p (T_{in} - T_c) + \mu_h c_p (T_{in} - T_h) \text{Ec. 2-19}$$

Flujo másico:

Es la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo. La masa para gases ideales se puede expresar como: ¹⁷

$$m = \frac{PV}{RT} \text{Ec. 2-20}$$

Donde, m [kg] es la masa, P [kPa] es la presión, V [m^3] es el volumen, R [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$] es la constante del gas, y T es la temperatura expresada en grados Kelvin. La ecuación anterior puede expresarse en función del tiempo:

¹⁷Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (pág. 138). México: McGraw-Hill.

$$\dot{m} = \frac{P\dot{V}}{RT} \text{Ec. 2-21}$$

Donde, $\dot{m}[\text{kg/seg}]$ es el flujo másico y $\dot{V}[\text{m}^3/\text{seg}]$ el flujo volumétrico.

Entropía.

La entropía es una medida del desorden molecular o la aleatoriedad molecular. En un sistema desordenado la entropía aumenta. El desorden molecular de un sistema aislado aumenta siempre que experimenta un proceso.

La entropía es una propiedad que no se conserva, por lo tanto la conservación de la entropía no existe. La pérdida de calor es la única forma de disminuir la entropía en un sistema.

$$\Delta s = S_2 - S_1 \text{Ec. 2-22}$$

Alguna energía es generada durante un proceso irreversible, esta generación de debe a la presencia de irreversibilidades. En la ausencia de transferencia de calor, el cambio de entropía se debe solamente a irreversibilidades y su efecto es siempre incrementar la entropía. ¹⁸

El proceso es más irreversible entre más grande sea la entropía generada.

$$S_{\text{gen}} \begin{cases} > 0 \text{ Proceso irreversible} \\ = 0 \text{ Proceso reversible} \\ < 0 \text{ Proceso imposible} \end{cases}$$

Observaciones:

1. Los procesos solo pueden ocurrir en cierta dirección, un proceso debe proceder en la dirección que obedece al principio de incremento de entropía $S_{\text{gen}} \geq 0$. Un proceso que viola este principio es imposible.

¹⁸Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 333-339). México: McGraw-Hill.

2. La entropía es una propiedad que no se conserva, solo se conserva durante un proceso reversible idealizado.
3. La generación de entropía es una medida de las irreversibilidades durante el proceso.

Procesos isentrópicos.

Muchos sistemas como turbinas, compresores, bombas, toberas y difusores son esencialmente adiabáticos en su funcionamiento y tienen mejor desempeño cuando se minimizan las irreversibilidades como la fricción.

Un proceso isentrópico puede servir como modelo apropiado para los procesos reales, un proceso adiabático reversible es isentrópico, pero un proceso isentrópico no es necesariamente un proceso adiabático irreversible.

Los procesos isentrópicos de gases ideales pueden analizarse de forma aproximada suponiendo los calores específicos constantes. Los resultados normalmente obtenidos con este tipo de aproximación son lo suficientemente exactos si el intervalo de temperatura no es mayor que unos cientos de grados.

19

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \text{Ec. 2-23}$$

Otra relación de ayuda en el análisis de procesos isentrópicos es:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=cte} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \text{Ec. 2-24}$$

¹⁹Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 356-358). México: McGraw-Hill.

Balance de entropía en el Tubo Vórtex.

El cambio de entropía de un sistema durante un proceso es mayor a la transferencia de entropía en una cantidad igual a la entropía generada durante el proceso dentro del sistema.

$$S_{entrada} - S_{salida} + S_{generada} = \Delta S_{sistema} \text{ Ec. 2-25}$$

EL cambio de entropía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia de entropía neta a través de la frontera del sistema y la entropía generada dentro de este.

Cambio de entropía de un sistema. $\Delta S_{sistema} = S_2$

El cambio de entropía en dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, bombas, son cero mientras operan en flujo estacionario.

$$\Delta S_{sistema} = S_2 - S_1$$

Mecanismos de transferencia de entropía.

La entropía puedes transferirse hacia o desde un sistema por dos mecanismos:

- Transferencia de calor.
- Flujo másico. La masa contiene tanto energía como entropía, y los contenidos de esta en un sistema son proporcionales a la masa. La energía y la entropía son llevados hacia o desde un sistema por corrientes de materia. Cuando una masa en una cantidad m entra o sale de un sistema, le acompaña entropía en una cantidad ms , donde s es la entropía específica (entropía por unidad de masa que entra o sale).

La transferencia de entropía para un sistema adiabático cerrado es cero.

Generación de entropía. S_{gen}

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, transferencia de calor, expansión libre, siempre ocasionan que la entropía de un sistema aumente.

El término S_{gen} solo representa a la generación de entropía dentro de las fronteras del sistema. Al evaluar la transferencia de entropía entre un sistema extendido y sus alrededores la temperatura en la frontera de este sistema se considera simplemente a temperatura ambiente.

La mayoría de los volúmenes de control que se encuentran en la práctica (turbinas, compresores, toberas, difusores) operan en forma estacionaria por lo tanto no experimentan ningún cambio de entropía. En consecuencia, la relación del balance de entropía para un proceso de flujo estacionario se tiene:²⁰

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i \quad \text{Ec. 2-26}$$

$$\dot{S}_{gen} \geq 0$$

Validación del Tubo Vórtex como dispositivo térmico.

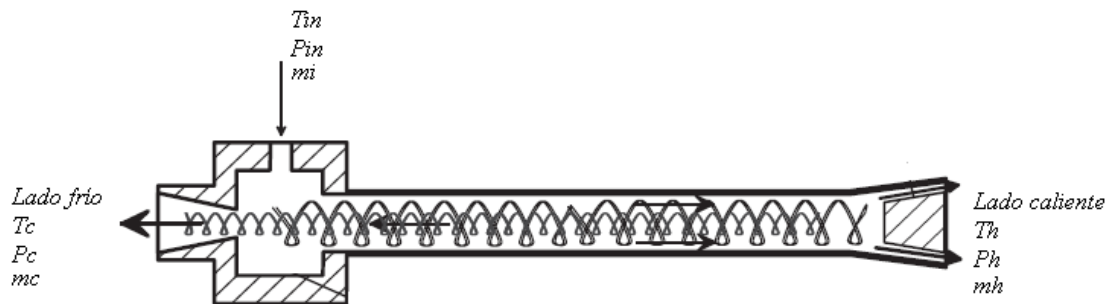


Figura 2-19. Esquema del tubo vórtex

Fuente. Álvaro J. Morejón

²⁰Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 379-384). México: McGraw-Hill.

Consideraciones e hipótesis:

1. El volumen de control se encuentra en estado estacionario.
2. Para el volumen de control $W=0$ y $Q=0$.
3. Variaciones de energía cinética y potencial a la entrada y salida se desprecian.
4. Al aire se lo considera como un gas ideal c_p constante.

Balance de entropía:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i$$

$$\dot{S}_{gen} = (\dot{m}_c + \dot{m}_h) s_{in} - \dot{m}_c s_c - \dot{m}_h s_h$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_c (s_{in} - s_c) + \dot{m}_h (s_{in} - s_h)$$

$$\dot{S}_{gen} = \mu_c \dot{m}_{in} (s_{in} - s_c) + \mu_h \dot{m}_{in} (s_{in} - s_h)$$

$$\dot{S}_{gen} = \mu_c \left[c_p \ln \frac{T_c}{T_{in}} - R \ln \frac{P_c}{P_{in}} \right] + \mu_h \left[c_p \ln \frac{T_h}{T_{in}} - R \ln \frac{P_h}{P_{in}} \right] \text{Ec. 2-27}$$

El tubo vórtex debe cumplir con los siguientes principios:

- Debe cumplir con la ley de conservación de masa y energía.
- Debe cumplir con el segundo principio.
- La generación de energía no puede ser negativa.

2.3.16 Eficiencia térmica del Tubo Vortex:

El Tubo Vortex puede ser usado no solo como un enfriador, también puede ser un calentador. Por cuanto la definición de la eficiencia debe considerar los dos efectos. Para cada aplicación, se requiere una definición de eficiencia.

Para aplicaciones de refrigeración la eficiencia térmica se conoce como coeficiente de rendimiento (Coefficient of performance; COP), es una expresión de la eficiencia del ciclo y se define como la relación de calor absorbido en el

espacio refrigerado a la energía térmica equivalente (trabajo realizado) suministrada al compresor.

$$COP = \frac{\text{calor extraído/absorbido por el aire}}{\text{trabajo realizado por el compresor}} = \frac{Q_c}{W} \text{Ec. 2-28}$$

Aquí el calor absorbido o extraído del aire puede ser calculado puede ser calculado de acuerdo a la capacidad de salida de aire frío.

$$Q_c = m_c c_p (T_{in} - T_c) \text{Ec. 2-29}$$

El trabajo del compresor puede ser calculad a partir de la analogía de que el trabajo utilizado para comprimir el aire se lo realizo bajo un proceso isotérmico reversible.²¹

$$W = m_{in} R_m T_{in} \ln(p_{in}/p_{in}) \text{Ec. 2-30}$$

2.3.17 Temperatura de refrigeración:

La temperatura de refrigeración se la puede dividir en tres categorías:

- **Refrigeración a temperatura alta.** Margen de la temperatura de refrigeración que comienza con temperaturas de evaporadores de 2°C. este margen se utiliza normalmente en el acondicionamiento de aire (enfriamiento).
- **Refrigeración a temperatura baja.** Margen de la temperatura de refrigeración que comienza con temperaturas de evaporadores no mayores de -18°C, generalmente se aplica para almacenamiento de comida congelada.
- **Refrigeración a temperatura media.** Refrigeración donde las temperaturas del evaporador son de 0°C o menos, utilizada generalmente para preservar la comida fresca.²²

²¹Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.

2.3.18 Fluido.

Se entiende por fluido a toda sustancia incapaz de resistir fuerzas o esfuerzos de corte, sin deformarse, es decir es capaz de fluir. Los fluidos se clasifican en líquidos y gases.

- a) **Líquidos.** Un líquido está sometido a fuerzas intermoleculares que lo mantienen unido de tal manera que su volumen está definido pero su forma no. Son ligeramente compresibles ya que su densidad varía poco con la temperatura y presión. Generalmente se considera a los líquidos como incompresibles.
- b) **Gases.** Un gas consta de partículas en movimiento que chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal modo que un gas no tiene forma ni volumen definido.

Los fluidos también pueden ser clasificados de acuerdo con su viscosidad como:

- a) **Newtonianos.** Aquellos cuya viscosidad puede considerarse constante, aquí se consideran el agua, el aire.
- b) **No Newtonianos.** Aquellos cuya viscosidad varía con la tensión cortante, por tanto no tienen un valor de viscosidad definido y constante. Aquí se pueden nombrar al pegamento y la miel.²³

2.3.19 Clasificación de los gases.

Los gases se pueden clasificar en los siguientes grupos:

- a) **Gases inertes.** Estos gases no se inflaman ni son corrosivos, no permiten el desarrollo de la vida, tienen muy poca o nula actividad química y son asfixiantes simples; entre estos se están el nitrógeno, argón y en Helio.

²²Whitman, W., & Johnson, W. (2006). *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*. España: Thomsom.

²³Duarte Agudelo, C., & Niño Vicentes, J. (2004). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Bogota: Universidad Nacional de Colombia.

- b) Gases combustibles.** Forman mezclas con aire u otro comburente capaces de arder; aquí se pueden mencionar al hidrógeno, acetileno, etileno y el metano.
- c) Gases comburentes.** Son necesarios para que se mantenga la combustión. Si bien no arden son esenciales para la combustión. Aquí se menciona al oxígeno, protóxido de nitrógeno y al aire (mezcla).
- d) Gases tóxicos.** Si la dosis (concentración - tiempo) supera un valor determinado, actúan como veneno para el organismo. Entre estos tenemos al monóxido de carbono y al ácido nítrico.
- e) Gases irritantes y corrosivos.** Atacan tejidos epiteliales y las mucosas. Los más comunes son el monóxido de carbono y el ácido nítrico.²⁴

2.3.20 Gases de uso como fuente de frío.

Existen once gases básicos que pueden licuarse a temperaturas inferiores a los -100°C, de los cuales los más comunes son el argón, helio, hidrógeno, nitrógeno y oxígeno. Así mismo hay que citar al CO₂ cuya temperatura de ebullición a presión atmosférica es de -78°C. Los cuales tienen un empleo en actividades frigoríficas muy extendido, abarcando campos o actividades muy dispares y que van desde la congelación de alimentos a la criocirugía.

²⁴Buenos Aires Ciudad. (s.f.). Recuperado el 2 de Agosto de 2012, de http://www.buenosaires.gov.ar/areas/salud/ceh/archivos/oxigeno_seguridad_gases.pdf

Tabla2-2. Características físicas de los principales gases utilizados en forma licuada a baja temperatura.

Características físicas	He	H	N	Ar	O
Temperatura de ebullición a 1 atm en °C	-269	-253	-196	-186	-183
Densidad del líquido a 1 atm en kg/l	0.125	0.071	0.808	1.40	1.142
Densidad del gas a 15°C y 1 atm en kg/m ³	0.167	0.084	1.17	1.67	1.34
Densidad relativa respecto al aire a 15°C y 1 atm	0.136	0.068	0.95	1.36	1.09
Volumen del gas obtenido de 1 litro de líquido a 15°C y 1 atm	749	842	691	836	854

Fuente. Álvaro J. Morejón

De dichos gases, además del citado CO₂ se dispone en abundancia de helio, hidrógeno, nitrógeno y oxígeno: El primero se obtiene por licuación y fraccionamiento de gases naturales que lo contienen, el hidrógeno de procesos químicos y electroquímicos, el oxígeno y nitrógeno por licuación y fraccionamiento del aire, y el CO₂ a partir de gases residuales en distintos procesos y de combustión.

Se debe tener en cuenta que el oxígeno es un gas oxidante que favorece la combustión y el hidrógeno es altamente combustible.

Así mismo hay que indicar que el nitrógeno es de fácil manejo, limpieza, gran rapidez de enfriamiento, versatilidad funcional y moderado coste de producción a gran escala.²⁵

²⁵NTP 383: Riesgo en la utilización de gases licuados a baja temperatura. (s.f.). *Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales España* .

2.4 HIPÓTESIS:

H₀ Hipótesis nula:

El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex no tiene influencia significativa sobre las temperaturas de salida.

H₁ Hipótesis alternativa:

El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex tiene influencia significativa sobre las temperaturas de salida.

2.5 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

Variable independiente: El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex

Variable dependiente: Temperaturas de salida.

Termino de relación: Tiene influencia significativa sobre

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA:

3.1 ENFOQUE:

El presente tema de investigación tiene un enfoque cuantitativo, gracias a la experimentación se pudo obtener datos de presión, temperatura y caudal de aire empleados en el tubo vórtex, los mismos que fueron comparados con las lecturas obtenidas al emplear aire en el tubo Vórtex.

En cada prueba que se realizó con los diferentes gases suministrados, al tubo vórtex, se evaluó las características del aire u oxígeno de entrada y salida del lado frío y caliente (presión, temperatura, caudal). Las pruebas se las repitieron varias veces, las mismas que después de ser comparadas, se pudo demostrar si la utilización de oxígeno permite obtener temperaturas más bajas con mayores caudales en el lado frío de tubo vórtex.

3.2 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN:

La investigación fue de tipo exploratoria, pues se debió realizar una averiguación en libros, revistas y artículos publicados para adquirir un primer conocimiento de la situación actual del tema de investigación.

La investigación fue experimental, se manipularon variables independientes como la presión, y caudal de entrada del tubo vórtex para observar el efecto que estas tienen sobre las temperaturas de salida.

Además la investigación fue de tipo correlacional; luego de la recolección de datos se realizó tabulaciones y gráficos que ayudaron y simplificaron la interpretación de las variables de estudio.

3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA:

3.3.1 Población:

La población de la presente investigación está relacionada dentro de una población infinita; debido a la existencia de un sinnúmero de posibles combinaciones de las condiciones en que puede funcionar el tubo vórtex.

3.3.2 Muestra:

Cada combinación produce un efecto diferente en el tubo vórtex, por cuanto el número de condiciones y las características de estas quedan a criterio del autor. Las condiciones estudiadas se refieren a:

Presión [Psi]	Presión [KPa]	Fracción fría							
60	414	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
80	551	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3

Las condiciones de presión y caudal son las intermedias de acuerdo a las recomendaciones del fabricante del tubo vórtex $0,0025 \text{ m}^3/\text{seg}$ (150 lt/min).

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES:

Variable Independiente: El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex.

Tabla 3-1. Operacionalización de la variable independiente de la hipótesis

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Gas. Consta de partículas en movimiento que chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal modo que un gas no tiene forma ni volumen definido. El gas entra generalmente al Tubo Vortex comprimido a unos 100 Psi. El caudal suministrado depende del tamaño del dispositivo.</p>	<p>Flujo de partículas en movimiento comprimidas.</p>	<p>¿Qué gas se está suministrando?</p> <p>¿A qué presión se debe suministrar el gas?</p> <p>¿Qué caudal de gas es el adecuado?</p> <p>¿Cuáles son las temperaturas del gas en los diferentes puntos del tubo?</p>	<p>Aire, oxígeno.</p> <p>138 – 690kPa</p> <p>$9,44 \times 10^{-4}$ - $4,72 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{seg}$</p> <p>Se debe medir las en los tres puntos. T_i, T_c y T_h</p>	<p>Observación, guía de observación, rotámetro, manómetro y termómetro.</p>

Fuente: Álvaro J. Morejón

Variable Dependiente: Temperaturas de salida.

Tabla 3-2. Operacionalización de la variable dependiente de la hipótesis

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>La temperatura de un gas.- es una magnitud física que expresa el nivel de calor que alcanza una porción de gas ser enfriado o calentado cuando pasa por el Tubo Vortex.</p>	<p>Sensación de calor.</p>	<p>Refrigeración a temperatura alta.</p> <p>Refrigeración a temperatura baja.</p> <p>Refrigeración a temperatura media.</p>	<p>$T_c > 0^\circ\text{C}$</p> <p>$T_c < -18^\circ\text{C}$</p> <p>$T_c [-18; 0]^\circ\text{C}$</p>	<p>Observación, guía de observación, termómetro.</p> <p>Observación, guía de observación, termómetro.</p> <p>Observación, guía de observación, termómetro.</p>

Fuente: Álvaro J. Morejón

3.5 RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN:

La presente investigación es de tipo experimental, razón por la cual se hace necesario contar con un banco de pruebas que permita la lectura de datos de temperatura, presión y caudal con que opera el tubo vórtex. A continuación se presenta la siguiente disposición para la lectura de los datos mencionados.

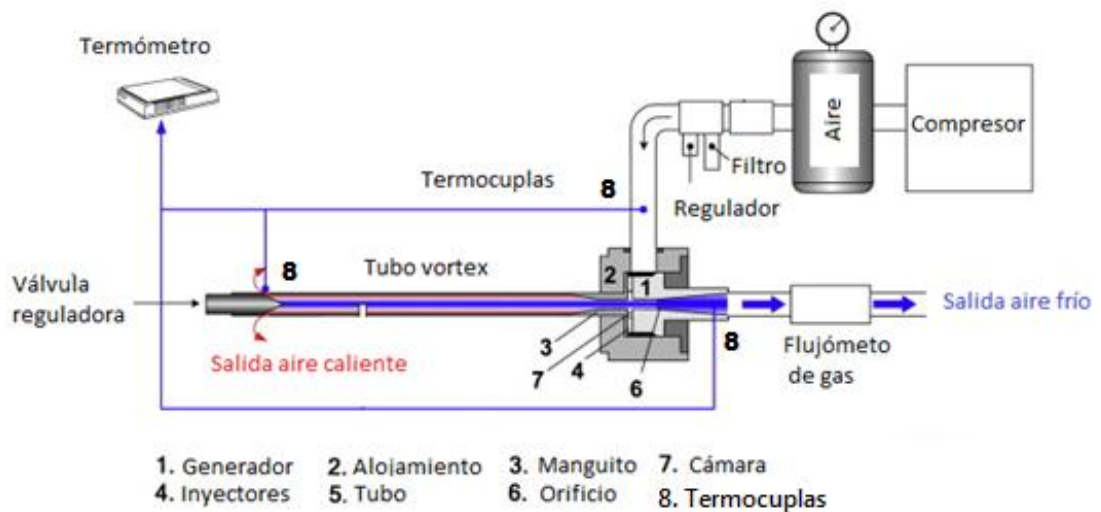


Figura 3-1. Esquema de instalación de tubo Vórtex con regulador, válvula y termocuplas.

Fuente: Im, S. Y., & Yu, S. (2012). Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization. *7th Biennial International Workshop "Advances in Energy Studies"*, 154-160.

El banco de pruebas utilizado para el estudio está compuesto de los siguientes componentes:

- a) **Tubo Vortex.** Se adquirió un tubo Vórtex de la marca AIRTX, modelo 20008, construido en acero inoxidable, con un generador de seis inyectores.

Tabla 3-3. Tuvo vórtex, AIRTX 20008

TUBO VÓRTEX	
	<p>Consumo de aire: Máx. $3,78 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$</p> <p>Largo: 0,152 m</p> <p>Presión máx. : 690kPa</p> <p>Conexiones: $\frac{1}{4}$" NPT, $\frac{1}{4}$" NPT (M), $\frac{9}{16}$" x 18</p>

Fuente. Álvaro J. Morejón

- b) **Flujómetro.** El flujómetro empleado es de la marca Mass Flow, cuya capacidad de medida es de 250 lt/min. Puede ser empleado para la lectura de todo tipo de gases que no sean corrosivos.

Tabla 3-4. Flujómetro digital marca Mass Flow

FLUJÓMETRO PARA GASES	
	<p>Flujo máx.: $4,16 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$</p> <p>Gases: Cualquier tipo de gases excepto corrosivos.</p> <p>Temperatura: [-40; 100] °C</p> <p>Conexiones: $\frac{3}{4}$" NPT</p>

Fuente. Álvaro J. Morejón

- c) **Regulador de presión.** El regulador seleccionado tiene una presión máxima de trabajo de 140 Psi, las conexiones de entrada son de ¼ pulgada.

Tabla 3-5. Regulador de presión con filtro.

REGULADOR DE PRESIÓN	
	<p>Presión máx.: 965kPa</p> <p>Conexión: ¼" NPT</p>

Fuente. Álvaro J. Morejón

- d) **Termómetro.** Las mediciones de temperaturas se las realizaron con un termómetro TESTO modelo 735, que permite la lectura de la temperatura en dos puntos simultáneamente.

Tabla 3-6. Termómetro

TERMÓMETRO	
	<p>Sonda tipo K: [-200; 1370] °C</p> <p>Precisión: ± 0,3 °C</p>

Fuente. Álvaro J. Morejón

- e) **Válvula de paso.** Se seleccionó una válvula de globo para el control del flujo volumétrico que alimenta al tubo Vórtex.

Tabla 3-7. Válvula de paso.

VÁLVULA DE GLOBO	
	<p>Temperatura: [-40; 170] °C</p> <p>Conexión: ¼" NPT</p>

Fuente. Álvaro J. Morejón

3.6 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN:

Se tomaron los datos de caudal, presión y temperatura a la entrada y salida del tubo vórtex para las condiciones establecidas en la muestra. Estas lecturas fueron organizadas en tablas de acuerdo a condiciones de funcionamiento idénticas para aire y para oxígeno.

Los datos tabulados se los representaron en gráficas de dispersión para un mejor entendimiento. Luego se analizó e interpretó los resultados relacionándolos con las diferentes partes de la investigación, especialmente con los objetivos y la hipótesis.

El procesamiento de la información se resume en:

- Lectura de caudal, temperatura y presión.
- Tabulación de las lecturas obtenidas.
- Representación gráfica de las lecturas tabuladas.
- Comprobación de diferencias significativas entre aire y oxígeno mediante t de student.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Una vez establecidas las condiciones de trabajo a las que será evaluado el tubo vórtex, se procedió a tomar los datos de caudal y temperatura a la entrada y salida de dicho dispositivo, cuando este opera con aire y posteriormente con oxígeno a 60 y 80 PSI de presión. Los datos se resumen a continuación, donde:

- C [lt/min], es el caudal de entrada.
- C_c [lt/min], es el caudal en el lado frío.
- C_h [lt/min], es el caudal en el lado caliente.
- T_{in} [°C], es la temperatura de entrada el gas.
- T_c [°C], es la temperatura del gas en el lado frío.
- T_h [°C], es la temperatura del gas en el lado caliente.
- ΔT_c [°C], es el incremento de temperatura en el lado frío respecto a la temperatura de entrada.

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c$$

- ΔT_h [°C], es el incremento de temperatura en el lado caliente respecto a la temperatura de entrada.

$$\Delta T_h = T_h - T_{in}$$

- ΔT [°C], es el incremento total de temperatura

$$\Delta T = T_h - T_c$$

- μ_c [%], es la fracción fría, el caudal en el lado frío respecto al caudal de entrada.

$$\mu_c = \frac{C_c}{C}$$

A continuación se resume en la tabla 4-1, los valores de las temperaturas generadas en el tubo vórtex al emplear aire como fluido de trabajo a una presión de 60 PSI en la entrada y, caudales de: 125, 150, 175 y 200 lt/min; para distintos valores de fracción fría.



Tabla 4-1: Efecto del caudal de entrada sobre las temperaturas frías y calientes generadas en el tubo vórtex, con una presión de entrada de 60 PSI.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 							
Fecha: 23/10/2012	Fluido: Aire	Temp. ambiente: 19 °C					
Caudal de entrada: 125 [lt/min]				Caudal de entrada: 150 [lt/min]			
μ_c %	C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	μ_c %	C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]
1	125	14,6		1	150	13,9	
0,9	113	8,5	56,3	0,9	135	7,5	68,2
0,8	100	5	52,5	0,8	120	-0,6	66,9
0,7	88	0,8	48	0,7	105	-6,1	62,4
0,6	75	-2,4	39	0,6	90	-8,9	55,7
0,5	63	-5,2	37	0,5	75	-11,4	43,9
0,4	50	-7,1	32	0,4	60	-13,1	34,6
0,3	38	-7,6	30,5	0,3	45	-13,9	32,1
Caudal de entrada: 175 [lt/min]				Caudal de entrada: 200 [lt/min]			
μ_c %	C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	μ_c %	C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]
1	175	13,2		1	200	12,4	
0,9	158	6,4	75	0,9	180	4	80
0,8	140	-1	73	0,8	160	-4,6	77
0,7	123	-6,8	66	0,7	140	-10,3	69
0,6	105	-10,8	61	0,6	120	-14,5	63
0,5	88	-13,7	50	0,5	100	-18	58,6
0,4	70	-15	36,5	0,4	80	-19,5	41,2
0,3	53	-16,1	33	0,3	60	-20,1	35

Elaborado por: Alvaro Morejón

En la tabla 4-2, se presentan los datos obtenidos en el banco de pruebas del tubo vórtex cuando se empleó aire como fluido de trabajo con un caudal de alimentación constante de 150 lt/min. Se midió las temperaturas obtenidas en el lado frío y caliente a diferentes valores de fracciones frías, a tres distintas presiones de entrada: 60, 70 y 80 PSI.



Tabla 4-2: Efecto de la presión de entrada del aire sobre las temperaturas generadas en el tubo vórtex para un caudal de alimentación de 150 lt/min.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 							
Fecha: 23/10/2012		Fluido: Aire			Temp. ambiente: 19 °C		
C [lt/mi] = 150		P _{in} [PSI] =60		P _{in} [PSI] =70		P _{in} [PSI] =80	
μ _c %	C _c [lt/min]	T _c [°C]	T _h [°C]	T _c [°C]	T _h [°C]	T _c [°C]	T _h [°C]
1	150	13,9		12,7		10,8	
0,9	135	7,5	68,2	7	73	4,7	74,2
0,8	120	-0,6	66,9	-2,3	71	-3,3	72,6
0,7	105	-6,1	62,4	-6,8	64,5	-7,2	66,3
0,6	90	-8,9	55,7	-9,4	56,2	-10,9	57,8
0,5	75	-11,4	43,9	-11,9	44,8	-12,2	45,6
0,4	60	-13,1	34,6	-13,4	35,7	-13,6	36,9
0,3	45	-13,9	32,1	-14,2	30,8	-14,5	31,2

Elaborado por: Álvaro Morejón

En la tabla 4-3, se presenta las temperaturas obtenidas en el tubo vórtex en los lados frío y caliente; cuando se empleó aire a una presión de 60 y 80 PSI con un caudal de 150 lt/min. También se tabuló las variaciones de temperatura respecto a la temperatura de entrada (T_c y T_h) y la diferencia de temperatura entre la fría y caliente para cada fracción fría (μ_c).



Tabla 4-3: Temperaturas en el tubo Vórtex con alimentación de aire a 60 y 80 PSI de presión, 150 L/min de caudal y temperatura de 19 °C.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 							
Fecha: 23/10/2012	Fluido: Aire	Temp. ambiente: 19 °C					
Presión de entrada $P_{in} = 60$ PSI							
μ_c %	C_c [lt/min]	C_h [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	ΔT_c [°C]	ΔT_h [°C]	ΔT [°C]
1	150	0	13,9		5,8		
0,9	135	15	7,5	68,2	11,5	49,2	60,7
0,8	120	30	-0,6	66,9	19,8	47,9	67,7
0,7	105	45	-6,1	62,4	25,1	43,4	68,5
0,6	90	60	-8,9	55,7	27,9	36,7	64,6
0,5	75	75	-11,4	43,9	30,4	24,9	55,3
0,4	60	90	-13,1	34,6	32,1	15,6	47,7
0,3	45	105	-13,9	32,1	32,9	13,1	44
Presión de entrada $P_{in} = 80$ PSI							
μ_c %	C_c [lt/min]	C_h [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	ΔT_c [°C]	ΔT_h [°C]	ΔT [°C]
1	150	0	10,8		8,2		
0,9	135	20	4,7	74,2	14,3	55,2	69,5
0,8	120	36	-3,3	72,6	22,3	53,6	75,9
0,7	105	56	-7,2	66,3	26,2	47,3	73,5
0,6	90	67	-10,9	57,8	29,9	38,8	68,7
0,5	75	80	-12,2	45,6	31,2	26,6	57,8
0,4	60	89	-13,6	36,9	32,6	17,9	50,5
0,3	45	96	-14,5	31,2	33,5	12,2	45,7

Elaborado por: Álvaro Morejón

Para el funcionamiento del tubo vórtex se empleó oxígeno a una presión de 60 y 80 PSI con un caudal de 150 lt/min como sustituto del aire como fluido de trabajo. En la tabla 4-4, se resume las temperaturas obtenidas en el tubo vórtex en los lados frío y caliente. Además se tabuló las variaciones de temperatura respecto a la temperatura de entrada (T_c y T_h) y la diferencia de temperatura entre la fría y caliente para cada fracción fría (μ_c).

Tabla 4-4: Temperaturas en el tubo Vórtex con alimentación de oxígeno a 60 y 80 PSI de presión, 150 L/min de caudal y temperatura de 20 °C.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 							
Fecha: 23/10/2012	Fluido: Oxígeno	Temp. ambiente: 20 °C					
Presión de entrada $P_{in} = 60$ PSI							
μ_c %	C_c [lt/min]	C_h [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	ΔT_c [°C]	ΔT_h [°C]	ΔT [°C]
	150	0	9		9		
0,9	135	17	5,2	57,0	12,8	39,0	51,8
0,8	120	36	-0,8	55,1	18,6	37,1	55,7
0,7	105	52	-6,8	51,6	24,8	33,6	58,4
0,6	90	65	-9,8	44,9	27,8	26,9	54,7
0,5	75	80	-12,7	36,8	30,7	18,8	49,5
0,4	60	88	-14,9	31,6	32,9	13,6	46,5
0,3	45	91	-16,1	28,1	34,1	10,1	44,2
Presión de entrada $P_{in} = 80$ PSI							
μ_c %	C_c [lt/min]	C_h [lt/min]	T_c [°C]	T_h [°C]	ΔT_c [°C]	ΔT_h [°C]	ΔT [°C]
	150	0	8		10		
0,9	135	9	2,7	60,1	15,3	42,1	57,4
0,8	120	19	-7,4	58,9	25,4	40,9	66,3
0,7	105	36	-11,1	54,3	29,1	36,3	65,4
0,6	90	54	-13,9	47,2	31,9	29,2	61,1
0,5	75	62	-15,7	37,6	33,7	19,6	53,3
0,4	60	67	-16,8	33,9	34,8	15,9	50,7
0,3	45	85	-18,1	30,4	36,1	12,4	48,5

Elaborado por: Álvaro Morejón

4.2 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

En base a los datos tabulados en la tabla 4-1 se elaboraron los diagramas de barras que se presentan en las figuras 4-1 y 4-2, en los cuales se muestra el efecto que tiene el caudal de entrada al tubo vórtex sobre la generación de las temperaturas frías y calientes. Para los cuatro valores de caudal de entrada se mantuvo una misma presión de 60 PSI.

En la figura 4-1 se observa que para cada valor de fracción fría μ_c , las temperaturas son mayores cuando se emplean mayores caudales de entrada. Sin embargo existe mayor diferencia en las temperaturas calientes para fracciones frías μ_c mayores al 50%.

De esta misma manera en la figura 4-2, se evidencia que cuantos mayores son los caudales de entrada menores son las temperaturas que se obtienen en el lado frío. Se presentan mayores diferencias de temperaturas frías cuando el tubo vórtex trabaja con fracciones frías μ_c menores al 60%.

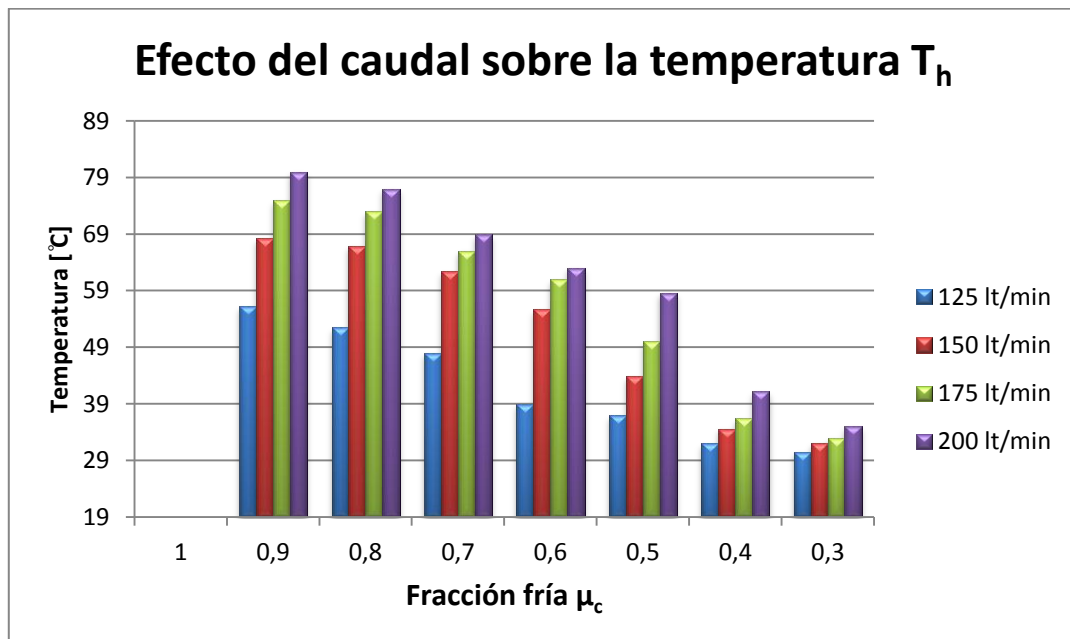


Figura 4-1.Efecto del caudal de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas calientes.

Fuente. Álvaro J. Morejón

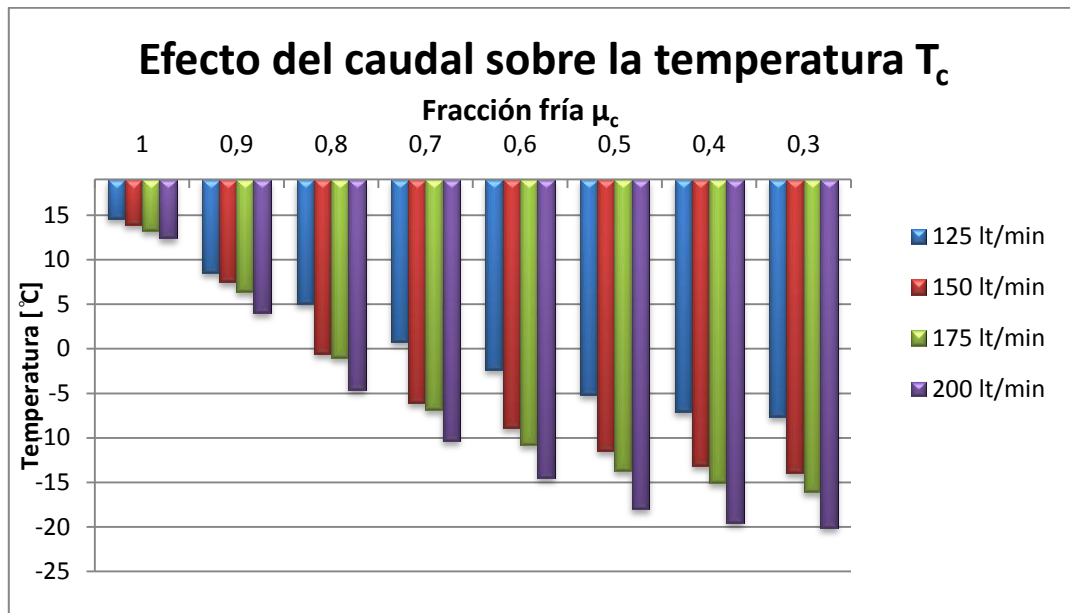


Figura 4-2.Efecto del caudal de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas frías.

Fuente. Álvaro J. Morejón

Los diagramas de barras indicados en las figuras 4-3 y 4-4, se construyeron en base a los datos de la tabla 4-2. En estos se evidencia la influencia de la presión de la corriente de aire a la entrada del tubo vórtex sobre las temperaturas frías y calientes. Para los tres valores de presión se mantuvo un caudal constante de 150 lt/min. Los datos de temperatura fueron obtenidos para diferentes valores de fracciones frías μ_c .

En la figura 4-3 se observa que cuanto mayor es la presión de la corriente de aire a la entrada del tubo vórtex mayor es la temperatura del aire obtenida en el lado caliente. La figura 4-4 evidencia que para mayores presiones del aire de alimentación del tubo vórtex se obtienen menores temperaturas del aire en el lado frío.

Por lo tanto cuanto mayor es la presión de la corriente de alimentación del tubo vórtex, mayor es el efecto de generación de temperaturas (fría y caliente).

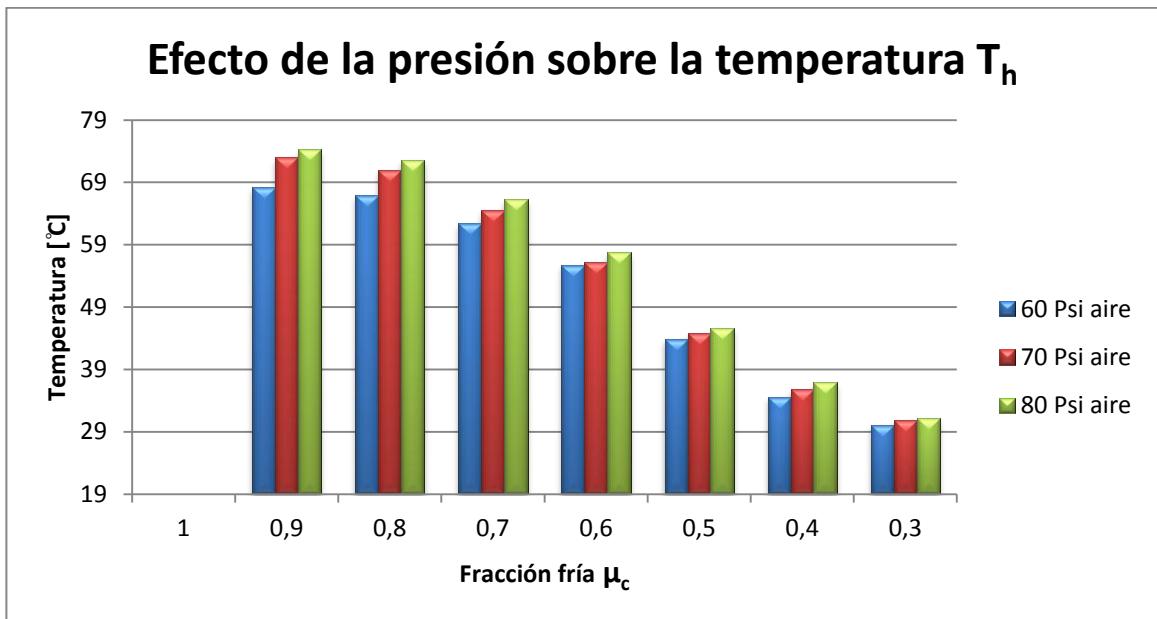


Figura 4-3. Efecto de la presión de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas calientes.

Fuente. Álvaro J. Morejón

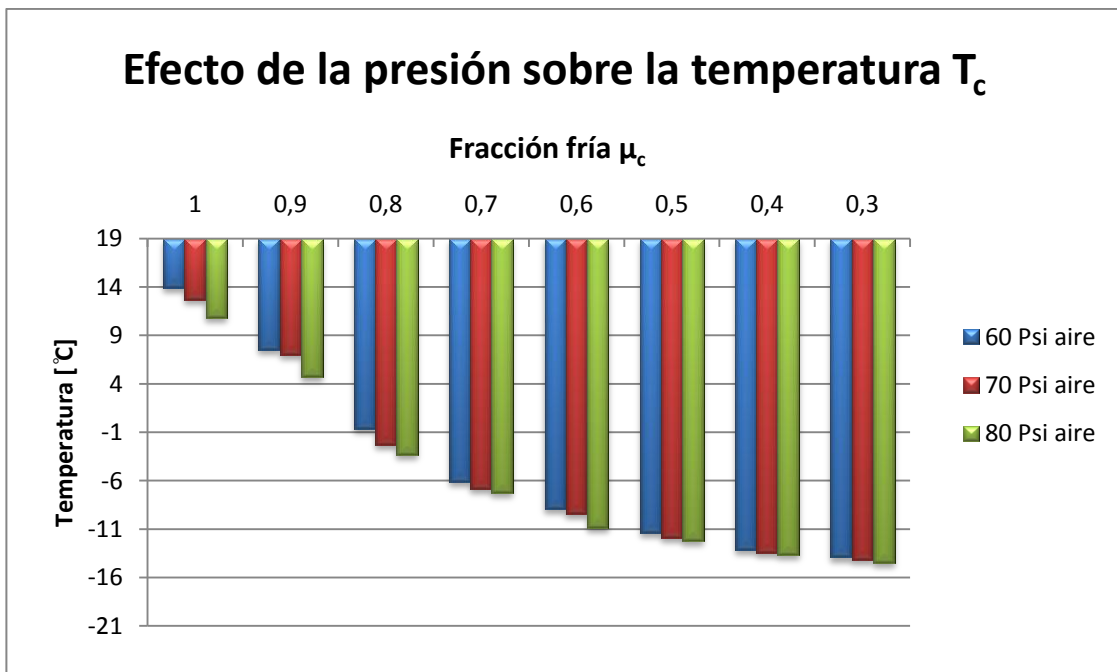


Figura 4-4. Efecto de la presión de alimentación de aire al tubo vórtex en la generación de temperaturas frías.

Fuente. Álvaro J. Morejón

Las figuras 4-5 y 4-6 se construyeron con los datos tabulados en la tabla 4-3 y 4-4 respectivamente, aquí se muestran las temperaturas frías y calientes generadas en el tubo vórtex. Se evaluó el tubo vórtex con aire y oxígeno con un caudal de entrada constante de 150 lt/min, a dos valores de presión (60 y 80 PSI) para distintos valores de fracciones frías μ_c .

Para las dos condiciones de presión (60 y 80 PSI) se puede observar que existe un ligero descenso de temperatura en el lado frío ($T_{c \text{ aire}}$; $T_{c \text{ oxígeno}}$) cuando se reemplaza el aire por el oxígeno como fluido de trabajo; dicho de otra manera el oxígeno permite obtener temperaturas menores.

En el lado caliente del tubo vórtex ($T_{h \text{ aire}}$; $T_{h \text{ oxígeno}}$), se presenta una reducción de la temperatura cuando se reemplaza el oxígeno por el aire como fluido de trabajo. Por lo tanto para ambos valores de presión (60 y 80PSI) el aire permite alcanzar mayores temperaturas en el lado caliente.

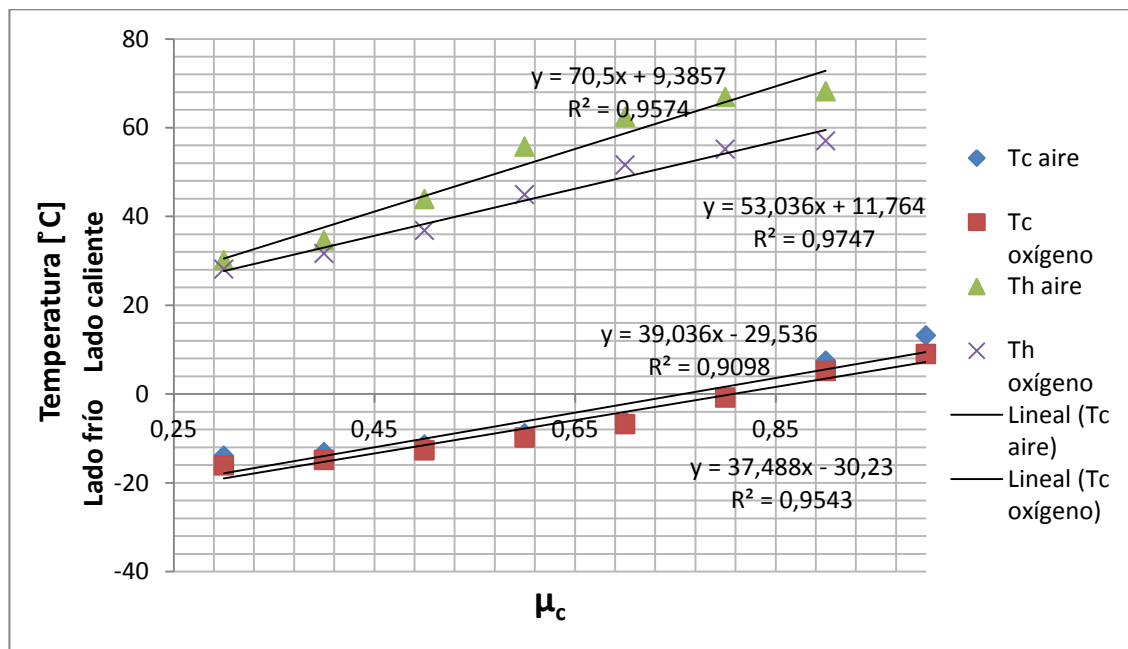


Figura 4-5. Aire y oxígeno a 60 Psi y 150 lt/min como fluido de trabajo en el tubo Vórtex.

Fuente. Álvaro J. Morejón

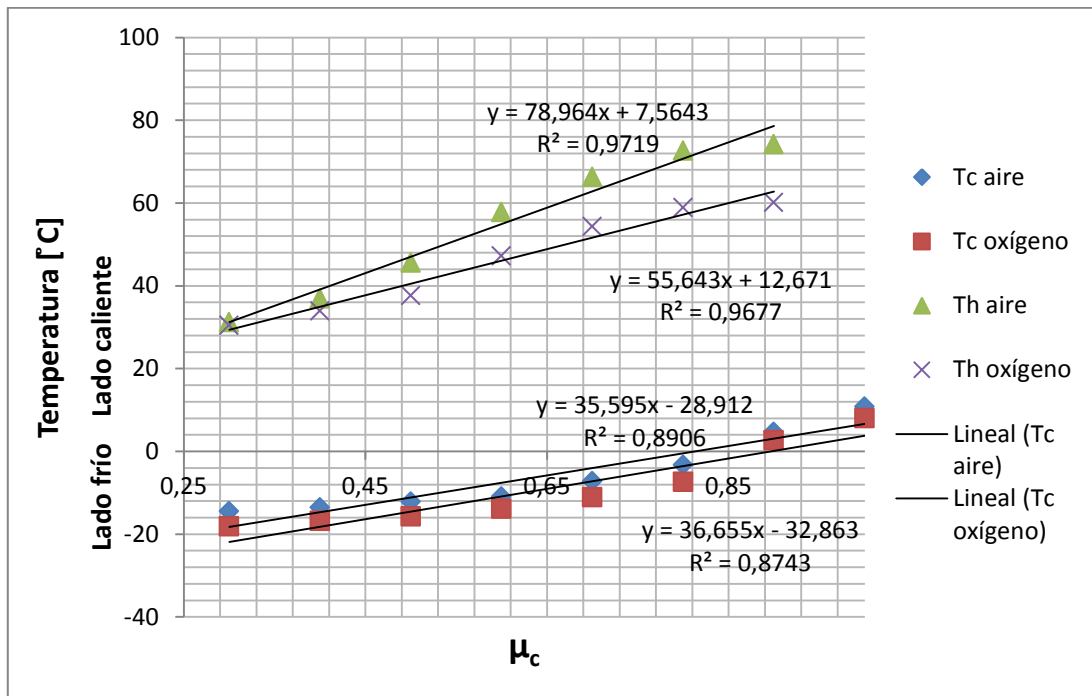


Figura 4-6. Aire y oxígeno a 80 Psi y 150 lt/min como fluido de trabajo en el tubo Vórtex.

Fuente. Álvaro J. Morejón

En la figura 4-7 a continuación se construyó a partir de las tablas 4-3 y 4-4; aquí se representan los incrementos y decrementos obtenidos en el tubo vortex al emplear aire y oxígeno con presiones de 60 y 80 Psi y 150 lt/min de caudal volumétrico de entrada.

Se puede observar que la reducción de temperatura en el lado frío es bastante similar para el oxígeno y el aire, sin embargo existe una clara diferencia en el incremento de temperatura en el lado caliente.

El empleo de aire proporciona un mayor cambio de temperatura en el lado caliente en relación al oxígeno para iguales condiciones de funcionamiento. Sin embargo ocurre lo opuesto en el lado frío, donde el oxígeno permite un mayor cambio de temperatura.

Es importante notar que para iguales condiciones de enfriamiento (presión, caudal y fracción fría μ_c mayor a 0,3) existe un mayor diferencia de temperaturas ($\Delta T = T_h - T_c$), cuando se emplea aire en comparación al oxígeno. Por lo tanto el empleo de aire en el tubo vórtex permite una mayor separación de temperaturas comparado con el oxígeno.

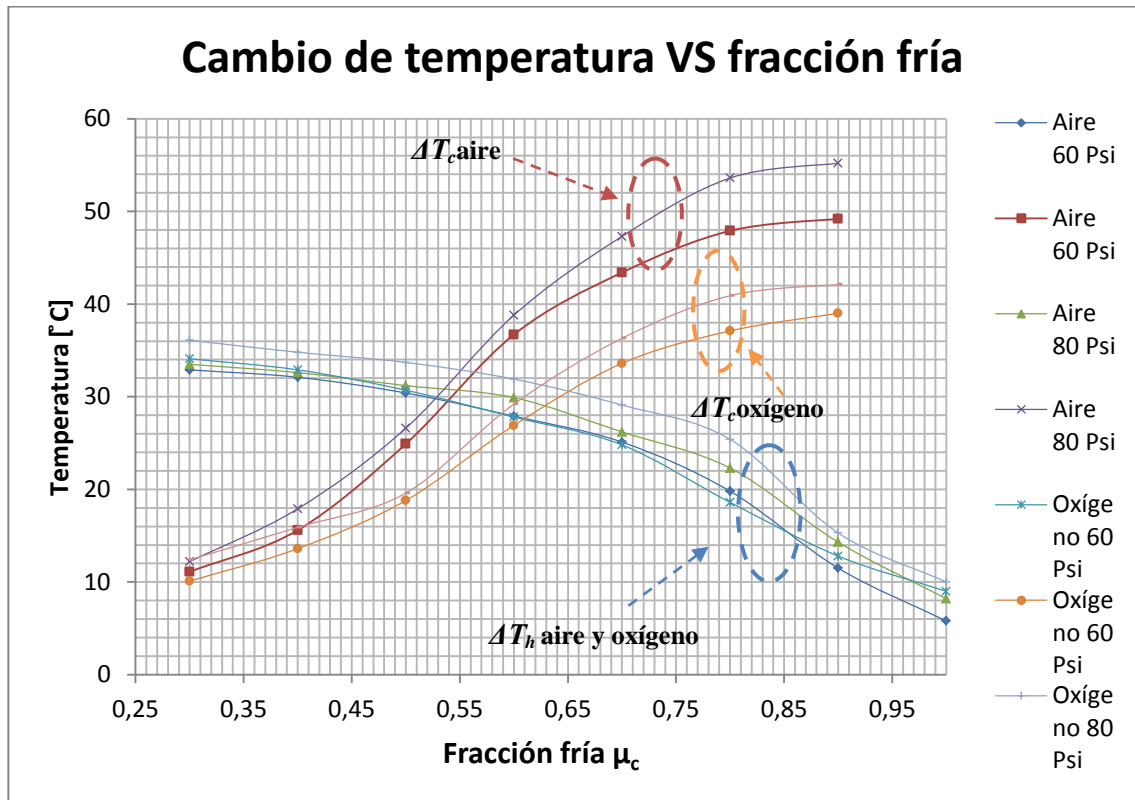


Figura 4-7. Cambio de temperaturas ΔT_c y ΔT_h , como función de la fracción fría en el tubo vortex.

Fuente. Álvaro J. Morejón

4.3 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.

H₀ Hipótesis nula:



El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex no tiene influencia sobre las temperaturas de salida.

H₁ Hipótesis alternativa:

El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex tiene influencia sobre las temperaturas de salida.

Para verificar hipótesis con muestras menores de treinta se utiliza el *t de student*, mismo que se lo hace en base a los grados de libertad. A través de este método se pretende establecer si existen diferencias significativas en las temperaturas obtenidas al usar aire y oxígeno en el tubo vortex. El *t de student* se aplica para los dos casos estudiados.

Tabla 4-5: Comparación de temperaturas frías obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 			
	Aire a 60 PSI	Oxígeno a 60 PSI	
C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_c [°C]	ΔT_c [a-o] [°C]
150	13,2	9,0	4,2
135	7,5	5,2	2,3
120	-0,6	-0,8	0,2
105	-6,1	-6,8	0,7
90	-8,9	-9,8	0,9
75	-11,4	-12,7	1,3
60	-13,1	-14,9	1,8
45	-13,9	-16,1	2,2
promedio			1,65



Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-6: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	-4,162500	-5,8625
Varianza	100,4913	88,3598214
Observaciones	8,0000	8
Coefficiente de correlación de Pearson	0,9938	
Diferencia hipotética de las medias	0,0000	
Grados de libertad	7,0000	
Estadístico t	3,8497	
P(T<=t) una cola	0,0031	
Valor crítico de t (una cola)	1,8946	
P(T<=t) dos colas	0,006295	
Valor crítico de t (dos colas)	2,3646	

Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-7: Comparación de temperaturas frías obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 80 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 			
	Aire a 80 PSI	Oxígeno a 80 PSI	
C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_c [°C]	ΔT_c [a-o] [°C]
150	10,8	8	2,8
135	4,7	2,7	2
120	-3,3	-7,4	4,1
105	-7,2	-11,1	3,9
90	-10,9	-13,9	3
75	-12,2	-15,7	3,5
60	-13,6	-16,8	3,2
45	-14,5	-18,1	3,6
promedio			3,26



Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-8: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	-5,7750	-9,0375
Varianza	85,3593	92,19982143
Observaciones	8,0000	8
Coeficiente de correlación de Pearson	0,9982	
Diferencia hipotética de las medias	0,0000	
Grados de libertad	7,0000	
Estadístico t	13,7368	
P(T<=t) una cola	0,000006	
Valor crítico de t (una cola)	1,8946	
P(T<=t) dos colas	0,000003	
Valor crítico de t (dos colas)	2,3646	

Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-9: Comparación de temperaturas calientes obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 			
	Aire a 60 PSI	Oxígeno a 60 PSI	
C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_c [°C]	ΔT_c [a-o] [°C]
150			
135	68,2	57	11,2
120	66,9	55,1	11,8
105	62,4	51,6	10,8
90	55,7	44,9	10,8
75	43,9	36,8	7,1
60	34,6	31,6	3,0
45	32,1	28,1	4,0
promedio			8,1



Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-10: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	51,68571429	43,58571429
Varianza	242,2647619	134,6647619
Observaciones	7	7
Coefficiente de correlación de Pearson	0,996311761	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	6	
Estadístico t	5,195134467	
P(T<=t) una cola	0,001012183	
Valor crítico de t (una cola)	1,943180281	
P(T<=t) dos colas	0,002024366	
Valor crítico de t (dos colas)	2,446911851	

Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-11: Comparación de temperaturas calientes obtenidas en el tubo Vórtex con alimentación de aire y oxígeno a 80 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA ENSAYO DE FLUIDOS EN TUBO VORTEX 			
	Aire a 60 PSI	Oxígeno a 60 PSI	
C_c [lt/min]	T_c [°C]	T_c [°C]	ΔT_c [a-o] [°C]
150			
135	74,2	60,1	14,1
120	72,6	58,9	13,7
105	66,3	54,3	12,0
90	57,8	47,2	10,6
75	45,6	37,6	8,0
60	36,9	33,9	3,0
45	31,2	30,4	0,8
promedio			8,9

Fuente. Álvaro J. Morejón

Tabla 4-12: Prueba t para medias de dos muestras emparejadas

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	54,94285714	46,05714286
Varianza	299,3861905	149,3095238
Observaciones	7	7
Coefficiente de correlación de Pearson	0,996549807	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	6	
Estadístico t	4,49933861	
P(T<=t) una cola	0,002053413	
Valor crítico de t (una cola)	1,943180281	
P(T<=t) dos colas	0,004106825	
Valor crítico de t (dos colas)	2,446911851	

Fuente. Álvaro J. Morejón

En la tabla 4-, se resume los valores del *t de student* para cada uno de los casos estudiados. Los datos recogidos están agrupados en parejas de iguales condiciones de funcionamiento pero con distinto fluido.

Tabla 4-13: Resultados del *t de student*, para los casos estudiados.

Casos estudiados	Estadístico t	Valor crítico de t
Temperaturas frías con aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.	3,8497	2,3646
Temperaturas frías con aire y oxígeno a 80 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.	13,7368	2,3646
Temperaturas calientes con aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.	5,1951	2,4469
Temperaturas calientes con aire y oxígeno a 60 PSI de presión, 150 Lt/min de caudal.	4,4993	2,4469

Fuente. Álvaro J. Morejón

En todos los casos estudiados, el valor estadístico *t* es mayor que el valor crítico, lo que muestra que si existe diferencias significativas para las muestras emparejadas para el funcionamiento del tubo vortex oxígeno respecto al aire. Por lo tanto se rechaza la hipótesis nula y se acepta la hipótesis alternativa.

H₁ Hipótesis alternativa:

El oxígeno como sustituto del aire en el Tubo Vórtex tiene influencia sobre las temperaturas de salida.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 CONCLUSIONES.

- Bajo condiciones de flujo volumétrico y presión de entrada constante, para iguales valores de fracción fría, el uso de oxígeno como sustituto del aire en el tubo Vórtex presenta cambios significativos en las temperaturas obtenidas en los lados frío y caliente.
- Al reemplazar el aire por oxígeno se obtuvo una reducción importante en las temperaturas obtenidas en el lado caliente del tubo vortex, especialmente cuando este trabaja con fracciones frías comprendidas entre el 100 y 50 %.
- Cuando se empleó oxígeno como fluido de trabajo se registraron temperaturas ligeramente menores en el lado frío del tubo vórtex en comparación las obtenidas con aire.
- Se obtuvo una mayor generación de temperaturas en el tubo vórtex cuando este trabaja con aire en comparación al oxígeno. Dicho de otra manera, la diferencia entre la temperatura caliente y fría para iguales condiciones de funcionamiento (presión y caudal de entrada a igual fracción fría) son mayores con aire.
- Se obtienen mayores diferencias de temperaturas entre aire y oxígeno cuando la presión de trabajo es mayor. Para un caudal de alimentación de 150 lt/min a 60 PSI de presión para fracciones frías entre el 100 y 30%, tanto para aire y para oxígeno la diferencia promedio de temperatura es de 1,7 °C. Mientras que al incrementar la presión de entrada a 80 PSI, dicha diferencia promedio se incrementa a 3,3 °C.

- Mayores presiones de trabajo incrementan los gradientes de temperaturas obtenidas tanto en el lado frío como caliente en el tubo vórtex.
- Cuanto mayor es el caudal de alimentación empleado en el tubo vórtex, mayor es la temperatura en el lado caliente y menor la temperatura en el lado frío.
- La presencia de gotas de agua en la corriente de aire que alimenta el tubo vórtex provoca obstrucciones. Debido a las bajas temperaturas en el lado frío (menores a 0°C), estas gotas de agua se congelan en las paredes de salida del aire frío.

5.2 RECOMENDACIONES.

- Evitar al máximo la presencia de condensado en el aire de alimentación al tubo vórtex, pues el condensado puede congelarse a la salida fría del tubo vórtex obstruyendo la salida del aire frío.
- Evitar las reducciones bruscas en la sección de la línea de conducción del gas, esto produce pérdidas de presión importantes que afectan el funcionamiento del tubo vórtex.
- No emplear unidades de lubricación para el aire, la presencia de lubricantes reduce el efecto de vórtice en el interior del tubo.
- Usar protección auditiva o silenciadores mientras el tubo vórtex trabaja, pues este genera un alto nivel de ruido.
- Revisar periódicamente los inyectores del generador del tubo vórtex, las impurezas del aire pueden alojarse en estos obstruyéndolos, reduciendo su capacidad de operación.
- Realizar un estudio de la separación de temperaturas en el tubo vórtex manteniendo fijo el flujo másico de los gases ensayados.

- Llevar a cabo un estudio que permita identificar como influye la temperatura de entrada del fluido en las temperaturas a la salida del tubo vórtex.
- Evaluar el funcionamiento del tubo vortex con nuevos fluidos en la búsqueda de encontrar mejores condiciones de funcionamiento.
- Emplear dos flujómetros de gas, uno a cada salida del tubo vórtex para tener una mejor medida del caudal empleado.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA.

EMPLEO DEL TUBO VÓRTEX PARA REDUCIR EL TIEMPO ENFRIAMIENTO DE ACERO 1045 EN UN TEMPLE POR AIRE.

6.1 DATOS INFORMATIVOS.

El temple de acero 1045 utilizando el aire frío proporcionado por un tubo vórtex como medio de enfriamiento, se lo realizará en el laboratorio de Ingeniería de Materiales de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato. Para este propósito se recurrirá a probetas cilíndricas de 1 pulgada de diámetro. El fluido empleado para el funcionamiento del tubo vórtex es el aire, como se demostró en el capítulo 4 este proporciona una mejor generación de temperaturas.

En la presente propuesta solo se evaluará y comparará las temperaturas y tiempos de enfriamiento obtenidas con corrientes de aire a temperatura ambiente y corrientes de aire frío. También se medirá la dureza obtenida en probetas cilíndricas de acero 1045, mismas que serán calentadas hasta una temperatura de 850 °C con una permanencia a esta temperatura de 1 hora por pulgada de diámetro, para ambos medios de temple. La evaluación de otras propiedades mecánicas obtenidas se las deja para un estudio futuro.

El tubo vórtex ofrece una amplia versatilidad de caudales y temperaturas de aire frío. El aire frío suministrado por el tubo vórtex se lo aplicará directamente al metal a ser tratado. Aunque en el capítulo 4, el tubo vórtex trabajó a su capacidad media de presión y caudal, para realizar el temple en aire se empleó el tubo vortex a su máxima capacidad posible para un mejor aprovechamiento de este dispositivo. Para esto se empleó un caudal de

$4,17 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$ (250 lt/min) a 480 kPa (70 PSI), con una fracción fría del 0.36% se puede alcanzar una temperatura de -30°C en el lado frío.

Sin embargo la búsqueda de nuevos fluidos debe seguir adelante, puesto que la obtención de temperaturas más bajas permitirá diversificar el empleo del tubo vórtex como en el mejoramiento de las propiedades de los metales como el tratamiento sub-cero o, el enfriamiento de probetas metálicas para el estudio de sus propiedades a temperaturas bajo cero.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.

Aunque el tubo vórtex no es de reciente aparición, en la actualidad su aplicación es muy reducida y esta se limita a enfriamientos puntuales debido a los bajos caudales que proporciona este dispositivo y a su bajo rendimiento, sin embargo es ideal para aplicaciones donde las cargas de refrigeración son bastante reducidas.

El temple de aceros en aire, se ha visto desplazado frente a otros medios (agua y aceites) por sus propiedades inferiores. Para mejorar el temple en aire se ha optado por agitar este medio para incrementar las velocidades de enfriamiento, obteniendo resultados favorables.

Ahora se propone adicionalmente a la utilización de corrientes de aire, el empleo de corrientes de aire frío. Para esto el tubo vórtex es una opción atractiva para el enfriamiento de aire para mejorar las velocidades de enfriamiento en el temple de aceros en este medio; debido a ser un dispositivo compacto y de fácil manipulación.

6.3 JUSTIFICACIÓN.

La velocidad de enfriamiento de una muestra depende de la velocidad de eliminación de calor (energía térmica), que es función de las características del medio de temple en contacto con la superficie de la muestra, así como del tamaño y la geometría de la muestra. Los medios de temple empleados

son el agua, el aceite y el aire, siendo el agua el que produce un temple más severo y el aire el menos efectivo.

Para que el aire como medio de enfriamiento brinde mejores propiedades en el temple, es necesario mejorar las características de este medio, para esto se propone enfriar el aire para incrementar la gradiente de temperatura que permite una mayor y más rápida eliminación del calor de la probeta hacia el ambiente.

El tubo vórtex es una opción adecuada para este propósito, puesto que además de enfriar el aire, genera una corriente que mejora la transferencia de calor. Al ser el aire un fluido de libre disposición y siendo este enfriado mediante el tubo vórtex, para mejorar sus propiedades de temple, es una buena opción para trabajar en sistemas continuos donde se requiera este tratamiento térmico, como a la salida de hornos luego de la destrucción de perfiles de acero.

El bajo coste de la operación y adquisición del equipo es otra de las ventajas de este dispositivo, sin embargo el empleo de este se recomienda en instalaciones donde se dispone de aire comprimido.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 Objetivo General

Reducir el tiempo de enfriamiento en el temple de acero 1045 empleando el aire frío proporcionado por el tubo vórtex como medio de enfriamiento.

6.4.2 Objetivos Específicos

- Registrar las temperaturas de las probetas durante el enfriamiento en corrientes de aire frío y caliente.
- Comparar el enfriamiento con corrientes de aire a temperatura ambiente y corrientes de aire frío.

- Calcular la capacidad de enfriamiento del tubo vórtex a diferentes condiciones de funcionamiento.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

El tema planteado es totalmente factible, pues se cuenta con el suministro necesario de aire y con el tubo vórtex.

Tabla 6-1. Valoración principales aspectos del temple de acero en aire empleando un tubo vórtex.

Aspecto:	Nivel:	Descripción:
Complejidad de instalación del tubo vortex	Baja	La instalación solo comprende la unión de piezas roscadas.
Uso de herramientas especiales	Nulo	Empleo de llaves de boca. Uso de pinzas para manipulación de probetas.
Regulación de caudal y temperatura del flujo de aire	Manual	Ajuste de válvulas
Factibilidad de adquisición del tubo vortex	Medio	Proveedores extranjeros (compra vía internet)
Equipo auxiliar	Si	Compresor o línea de aire (recomendación: mínimo 2 cfm a 40 Psi) Horno de mufla, para calentamiento de probetas hasta 850 °C. Durómetro para comprobación de dureza. Pirómetro para la medición de temperatura en la superficie de las probetas.

Fuente. Álvaro J. Morejón

En la tabla anterior se resumió los principales aspectos técnicos de un temple del acero 1045 en aire, se cuenta con el tubo vórtex y todos los equipos auxiliares para la elaboración y comprobación del temple. Además se posee el conocimiento suficiente para la instalación del tubo vortex así como para la manipulación de los equipos auxiliares.

El temple con aire empleando el tubo vortex es un método limpio:

- No se produce residuos contaminantes del medio de temple.
- No emplear gases contaminantes en el proceso de enfriamiento del aire.

Se recomienda el empleo de protección auditiva, o el uso de silenciadores para el tubo vórtex, pues este genera un alto nivel de ruido durante su funcionamiento.

6.6 FUNDAMENTACIÓN.

Ahora a continuación se presenta el análisis en régimen transitorio en sistemas multidimensionales para predecir el enfriamiento de las probetas cilíndricas de acero 1045 en un proceso de temple con aire que fue comparado con un temple real, utilizando el tubo vórtex como dispositivo de acondicionamiento del aire. Al emplear el tubo vórtex como acondicionador del aire para enfriarlo, se pretende incrementar la gradiente de temperatura que nos proporciona una mayor evacuación de calor disminuyendo el tiempo de enfriamiento.

De las pruebas de temple se determinó que las probetas se enfrían inmediatamente al salir del horno, por cuanto la temperatura en la superficie de la probeta en el instante en que ésta se pone en contacto con la corriente de aire es de 750 °C.

Con este temple se pretende inhibir la transformación de la austenita en ferrita y, en consecuencia, formar martensita con lo que se obtiene elevada dureza y resistencia mecánica.

El temple consiste en calentar el acero hasta una temperatura suficiente para convertir la microestructura en austenita, mantenerlo a esa temperatura

durante cierto tiempo, necesario para la disolución total de los carburos y, finalmente, enfriar rápidamente.

La velocidad de enfriamiento depende del medio de temple y la velocidad de transmisión de calor dentro de la pieza de acero. Se usan varios medios de temple entre estos el aire. Mientras más efectivo es el medio de temple en el enfriamiento es más probable que cause esfuerzos internos, distorsión y grietas en el producto.²⁶

Los datos de temperatura y tiempo de permanencia para el temple se lo tomó del trabajo de investigación “Temple de acero 1045 en aceites vegetales” de la Ing. Ximena Criollo, realizado en la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

6.6.1 Determinación de las temperaturas de enfriamiento teóricas respecto al tiempo en un temple con aire.

Para predecir las temperaturas en la superficie de las probetas expuestas a enfriamiento, es necesario determinar propiedades como el coeficiente de convección y temperaturas transitorias.

Coeficiente de convección forzado.

Los flujos a través de cilindros comprenden separación de flujo, los cuales se estudian de manera experimental o numérica.

Las propiedades del fluido se evalúan a la *temperatura de película* para dos condiciones de enfriamiento: corriente de aire a temperatura ambiente y corriente de aire frío enfriada con el tubo vórtex.

$$T_f = \frac{1}{2}(T_s - T_\infty) \text{ Ec. 6-1}$$

²⁶Groove, M. (1997). Procesos del tratamiento térmico. En M. Groove, *Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales, Procesos y Sistemas* (pág. 153). México: PEARSON.

Donde la temperatura en la superficie de la probeta $T_s = 750\text{ }^\circ\text{C}$.

Corriente de aire a $-30\text{ }^\circ\text{C}$

$$T_f = \frac{1}{2}(750 + 30)$$

$$T_f = 390\text{ }^\circ\text{C}$$

Corriente de aire a $19\text{ }^\circ\text{C}$

$$T_f = \frac{1}{2}(750 - 19)$$

$$T_f = 366\text{ }^\circ\text{C}$$

Velocidad de la corriente de aire, V. La velocidad de la corriente de aire se la evaluará a partir del caudal a la salida de una tubería de 1/4 pulg que se conecta a la salida del tubo vórtex. Para efectos de comparación se emplea el mismo caudal y la misma sección de tubería para las corrientes de aire a temperatura de -30 y $19\text{ }^\circ\text{C}$.

El tubo vórtex opera con: caudal $C = 250\text{ lt/min}$, presión $P_{in} = 70\text{ PSI}$ y una fracción fría $\mu_c = 0.36$. Diámetro interno de la tubería $r_{in} = 4.5\text{ mm}$.

Caudal frío, C_c [lt/min]

$$C_c = \mu_c * C$$

$$C_c = 0,36 * 250$$

$$C_c = 90\text{ lt/min}$$

$$C_c = 0,0015\text{ m}^3/\text{seg}$$

Velocidad del aire, V [m/seg]

$$V = \frac{C_c}{\pi * r_{in}^2}$$

$$V = \frac{0,0015}{\pi * 0,0045^2}$$

$$V = 23,58\text{ m/seg}$$

Número de Reynolds, Re. Caracteriza el movimiento de un fluido (laminar, turbulento). Relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional. Donde velocidad del medio V , diámetro del cuerpo $D_p = 0,025\text{ m}$ y ν viscosidad cinemática del medio a temperatura de película disponible en el anexo A-1.

$$Re = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{VD_p}{\nu} \text{ Ec. 6-2}$$

Corriente de aire a -30 °C

$$v = 5,5 * 10^{-5} m^2 / seg$$

$$Re = \frac{23,58 * 0,025}{5,5 * 10^{-5}}$$

$$Re = 10717,5$$

Corriente de aire a 19 °C

$$v = 6,1 * 10^{-5} m^2 / seg$$

$$Re = \frac{23,58 * 0,025}{6,1 * 10^{-5}}$$

$$Re = 9663,3$$

Para ambas corrientes el número de Reynolds $Re < 2 \times 10^5$, por cuanto se puede decir que las capas límites se conservan en flujo laminar.

Número de Prandtl, Pr . Describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica. Disponible en el anexo A-1

Corriente de aire a -30 °C

$$Pr = 0,6947$$

Corriente de aire a 19 °C

$$Pr = 0,6939$$

Número de Nusselt, Nu . Representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. D es el diámetro del cuerpo (probeta), h coeficiente de convección forzada y k conductividad térmica del aire.

$$Nu_{cil} = \frac{hD_p}{k} = CRe^m Pr^n \quad \text{Ec. 6-3}$$

Las relaciones dadas son para cilindros lisos cuyo flujo no se vea afectado por la presencia de otros. Donde $n=1/3$, y las constantes experimentalmente determinadas $C = 0,193$ y $m=0,618$ se dan en el anexo A-2. ²⁷

Corriente de aire a -30 °C

$$Nu_{cil} = 0,193 * Re^{0,618} Pr^{1/3}$$

$$Nu_{cil} = 0,193 * 10717,5^{0,618} 0,6947^{1/3}$$

$$Nu_{cil} = 52,9$$

Corriente de aire a 19 °C

$$Nu_{cil} = 0,193 * Re^{0,618} Pr^{1/3}$$

$$Nu_{cil} = 0,193 * 9663,3^{0,618} 0,6939^{1/3}$$

$$Nu_{cil} = 49,6$$

²⁷Cengel, Y. *Transferencia de calor* (págs. 380-386). México: McGraw Hill.

Coefficiente de convección, h [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]. Cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección. Se la puede encontrar a partir de la ecuación 6-3. Donde la conductividad térmica del aire k [$W/m \text{ } ^\circ C$] se evalúa a temperatura de película y está disponible en el anexo A-1

$$h = \frac{Nu_{cil} * k}{D}$$

Corriente de aire a $-30 \text{ } ^\circ C$

$$k = 0,048 \text{ } W/m^\circ C$$

$$h = \frac{52,9 * 0,048}{0,025}$$

$$h = 101,57 \text{ } W/m^2^\circ C$$

Corriente de aire a $19 \text{ } ^\circ C$

$$k = 0,049 \text{ } W/m^\circ C$$

$$h = \frac{49,6 * 0,049}{0,025}$$

$$h = 97,22 \text{ } W/m^2^\circ C$$

De los coeficientes de convección calculados para ambas corrientes de aire, se puede concluir que las propiedad más incidente en el coeficiente de convección es la velocidad de flujo comparado con la temperatura.

En general la temperatura de un cuerpo varía con el tiempo y con la posición. La transferencia de calor se lleva a efecto entre estos cuerpos y sus medios ambientes por convección.

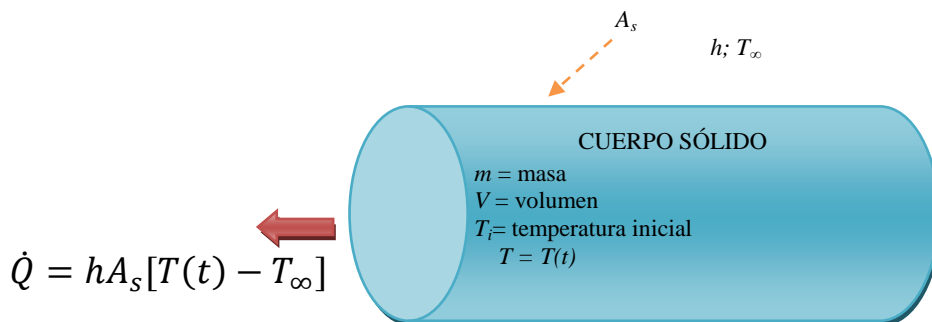


Figura 6-1. Conducción de calor por convección en cuerpo cilíndrico.

Fuente. Álvaro J Morejón

En los cuerpos relativamente pequeños la variación de temperatura dentro de los mismos es despreciable. Sin embargo, la temperatura dentro de un cuerpo cambiará de punto a punto así como de tiempo en tiempo.

Con el fin de reducir el número de parámetros ya la complejidad de cálculo, se quitan dimensiones al problema mediante la definición de las siguientes cantidades adimensionales: *Coeficiente adimensional de transferencia de calor (Número de Biot, B_i)* y *Tiempo adimensional (Número de Fourier, τ)*.

El número de Biot es la razón de la resistencia interna de un cuerpo a la conducción de calor con respecto a su resistencia externa a la convección de calor. Un número de Biot indica poca resistencia a la conducción de calor y por tanto gradientes pequeñas de temperatura dentro del cuerpo.

Donde la conductividad de la probeta de acero $k = 51,9 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ y la difusividad térmica $\alpha = 14,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$, disponible en el anexo A-3.

El número de *Fourier*, τ se lo evaluó para intervalos de 30 segundos de enfriamiento hasta los 6 minutos. Que es el tiempo hasta alcanzar temperaturas que no inciden sobre la microestructura del acero.

Para cilindros:

$$B_i = \frac{hr_0}{k} \text{ Ec. 6 - 4} \quad \tau = \frac{\alpha t}{r_0^2} \text{ Ec. 6 - 5}$$

Corriente de aire a -30°C

Número de Biot, B_i

$$B_i = \frac{101,57 * 0,0125}{51,9}$$

$$\frac{1}{B_i} = 40,88$$

Corriente de aire a 19°C

Número de Biot, B_i

$$B_i = \frac{97,22 * 0,0125}{51,9}$$

$$\frac{1}{B_i} = 42,71$$

El *Número de Fourier*, τ es igual para ambos casos de temperatura; el número de Fourier depende del tipo de material y tiempo de enfriamiento.

$$\tau = \frac{\alpha t}{r_0^2}$$

$$\tau = \frac{14,9 * 10^{-6} t}{0,0125^2}$$

$$\tau = 0,09536 * t$$

En la tabla 6-2, se presentan los valores del número de Fourier para determinar las temperaturas de enfriamiento en probetas de acero 1045, en intervalos de tiempo de 30 segundos. Con lo cual se puede tener una temperatura aproximada a la real de enfriamiento.

Tabla 6-2. Número de Fourier para varios intervalos de tiempo durante el enfriamiento teórico de una probeta cilíndrica de acero.

Intervalo de tiempo en segundos	<i>Número de Fourier, τ</i> $\tau = 0,09536 * t$
30	2,86
60	5,72
90	8,58
120	11,44
150	14,3
180	17,16
210	20,03
240	22,89
270	25,75
300	28,61
330	31,47
360	34,33

Fuente. Álvaro J. Morejón

Para el análisis de la conducción de calor en cilindros con flujo transversal se puede usar diagramas de temperatura transitoria con el fin de determinar la temperatura.

Se considera al cilindro de radio r_0 ; el cilindro está expuesto a una temperatura T_∞ con un coeficiente de transferencia de calor h , la temperatura transitoria $\theta_{cilindro\ corto}$ se puede encontrar en los diagramas de Heisler disponible en el anexo 4, o determinar por:

$$\theta_{cilindro} = \left(\frac{T(r,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} \right)_{cilindro\ infinito} \text{ Ec. 6-8}$$

Por lo tanto la temperatura de un cilindro corto expuesto a un medio T_∞ en un tiempo t es igual a:²⁸

$$T(r, t) = T_\infty + \theta_{cilindro} (T_i - T_\infty) \text{ Ec. 6-9}$$

En la tabla 6-5, se indica las temperaturas teóricas de las probetas de acero 1045 enfriadas en dos corrientes de aire. Para intervalos de 30 segundos hasta alcanzar temperaturas que no incidan sobre la microestructura del acero.

²⁸Cengel, Y. *Transferencia de calor* (págs. 217, 220, 231-232). México: McGraw Hill.

Tabla 6-3. Predicción de la temperatura de enfriamiento de las probetas cilíndricas expuestas a corrientes de aire en un temple de acero 1045 para intervalos de 30 segundos.

1/B _i , para aire a -30 °C = 40,88			Temperatura inicial T _i = 750 °C			
1/B _i , para aire a 19 °C = 42,71			Temperatura del medio T _∞ = -30, 19 °C			
Tiempo [seg]	Número de Fourier, τ	θ _{cilindro}		T(r, t) = T _∞ + θ _{cil} (T _i - T _∞)		ΔT(r, t)
		Corriente de aire a -30 °C	Corriente de aire a 19 °C	Corriente de aire a -30 °C	Corriente de aire a 19 °C	
30	2,86	0,92	0,95	687,6	713,4	25,8
60	5,72	0,88	0,90	656,4	676,9	20,5
90	8,58	0,69	0,76	508,2	574,5	66,3
120	11,44	0,63	0,66	461,4	501,4	40
150	14,3	0,53	0,58	383,4	442,9	59,5
180	17,16	0,45	0,47	321,0	362,5	41,5
210	20,03	0,41	0,44	289,8	340,6	50,8
240	22,89	0,33	0,37	227,4	289,4	62
270	25,75	0,30	0,33	204,0	260,2	56,2
300	28,61	0,26	0,28	172,8	223,6	50,8
330	31,47	0,22	0,25	141,6	201,7	60,1
360	34,33	0,20	0,19	126,0	157,8	31,8

Fuente. Álvaro J. Morejón

La figura 6-2, presenta un diagrama de dispersión construido con las temperaturas teóricas calculadas para el enfriamiento de probetas de acero 1045 sometidas a un temple en dos corrientes de aire [-30; 19] °C.

Se puede observar que existe un enfriamiento más rápido con una corriente de aire frío a -30 °C. Dicho en otras palabras se necesita de mayor tiempo de enfriamiento al emplear aire a temperatura ambiente (19 °C) para alcanzar un mismo punto de temperatura al emplear aire a -30 °C en la superficie de la probeta.

En promedio se obtiene una diferencia de temperatura de 49 °C entre ambas corrientes de aire para un mismo tiempo de enfriamiento.

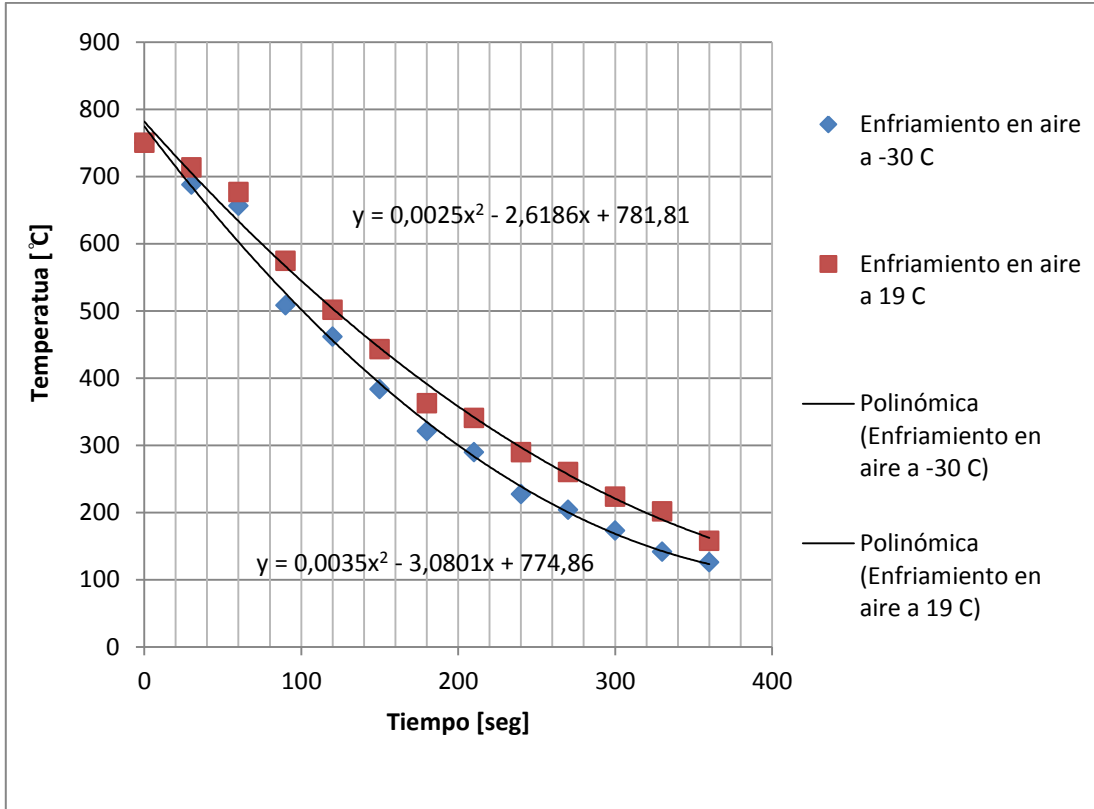


Figura 6-2. Temperaturas teóricas de enfriamiento de probetas de acero 1045 en corrientes de aire a -30 y 19 °C.
Fuente. Álvaro J. Morejón

La cantidad total de transferencia de calor entre el cuerpo y el medio circundante durante un intervalo de tiempo es el cambio en el contenido de energía del cuerpo.

$$Q = mc_p [T_i - T_f] \quad \text{Ec. 6-10}$$

Masa de la probeta de acero:

Datos:

$$D_p \text{ [m]} = 0,025$$

$$L \text{ [m]} = 0,020$$

$$\rho_{\text{acero}} \text{ [kg/m}^3\text{]} = 7817$$

$$T_i \text{ [}^\circ\text{C]} = 750$$

$$T_\infty \text{ [}^\circ\text{C]} = 20$$

$$c_p \text{ acero [kJ/kg K]} = 0,446$$

$$Vol_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} * L$$

$$Vol_p = \frac{\pi * 0,025^2}{4} * 0,02$$

$$Vol_p = 3,93 \times 10^{-5} m^3$$

$$m_p = \rho_{\text{probeta}} * Vol_p$$

$$m_p = 7817 * 3,93 \times 10^{-5}$$

$$m_p = 0,31 \text{ kg}$$

$$Q = 0,31 * 0,446 * (750 - 160)$$

$$\mathbf{Q = 81,57 KJ}$$

6.6.2 Humedad producida durante el enfriamiento del aire en el tubo vórtex.

El aire comprimido contiene bastantes impurezas que pueden causar efectos perniciosos en las piezas metálicas a emplear. Para este caso el principal enemigo es el agua. El aire húmedo puede originar oxidación. El aire producido por el compresor tiene una temperatura elevada, estando cargada de impurezas y, en particular, de vapores de agua y aceite.

El paso del aire a través del tubo vortex produce una reducción de temperatura del aire a un valor muy inferior de su punto de rocío, por lo que provoca la condensación de los vapores de agua. Por cuanto al tubo vórtex se lo puede considerar como un secador frigorífico.²⁹

Humedad específica del aire

Es la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco y se la representa por ω :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg vapor de agua/kg aire seco}) \quad \text{Ec. 6-11}$$

$$\omega = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg vapor de agua/kg aire seco}) \quad \text{Ec. 6-12}$$

Donde P es la presión total y P_v es la presión de vapor igual a P_g presión de saturación del agua a esta temperatura.

Humedad relativa del aire

Es la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g).

²⁹ Guillén Salvador, A. (1993). En *Introducción a la neumática* (pág. 23). España.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \quad \text{Ec. 6-13}$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco hasta 1 para aire saturado. La cantidad de humedad que el aire puede contener depende de la temperatura. Por lo tanto la humedad relativa cambia con la temperatura aunque su humedad específica permanezca constante.

Temperatura de punto de rocío

Se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras T_{pr} es la presión de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor.

$$T_{pr} = T_{sat @ P}$$

Enfriamiento con deshumidificación

La humedad específica del aire permanece constante durante un proceso de enfriamiento simple, pero su humedad relativa aumenta. Al enfriar el aire por debajo de su temperatura de punto de rocío se genera condensado, deshumidificando al aire.

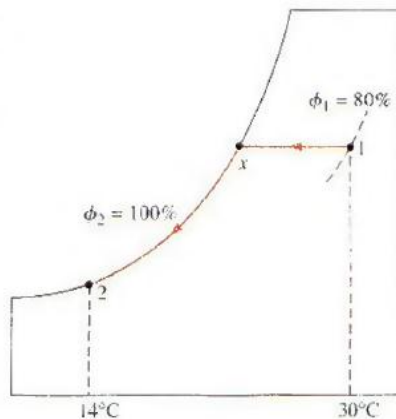


Figura 6-3: Esquema de enfriamiento y deshumidificación del aire.

Fuente: Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, Termodinámica (pág. 747). México: McGraw-Hill.

El aire caliente y húmedo entra a la sección de enfriamiento en el estado 1. El enfriamiento adicional del aire resulta en la condensación de una parte de la humedad en el aire. Este permanece saturado durante todo el proceso de condensación, que sigue la línea de 100% de humedad relativa hasta que alcanza el estado final (estado 2). El vapor de agua, que se condensa saliendo del aire durante este proceso. El condensado sale de la sección de enfriamiento a T_2 .³⁰

Datos de Ambato:

- Humedad relativa 68%
- Temperatura del aire inicial 20 C
- Temperatura del aire final -30 C
- Flujo volumétrico 0.09 m³/min
- Presión: 1atm

Tabla 6-4: Datos de la carta psicrométrica

Datos de entrada:	Datos leídos:
$\phi_1 = 68\%$ $T_1 = 20^\circ \text{C}$	$h_1 = 40,33 \text{ kJ/kg aire seco}$ $\omega_1 = 0,008 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$ $v_1 = 0,836 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$
$T_2 = -30^\circ \text{C}$ $\phi_2 = 100\%$	$h_2 = 31,48 \text{ kJ/kg aire seco}$ $\omega_2 = 0,006 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$

Fuente. Álvaro J. Morejón

Balance de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

³⁰Cengel, Y., & Boles, M. (2008). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 733-736, 746-748). México: McGraw-Hill.

Balance de masa del agua:

$$\dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2 + \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$$

Masa de aire:

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{0,09}{0,836} = 0.107 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_{a1} = 1,78 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

$$\dot{m}_w = 0,107(0,008 - 0,006) = 0,0002 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_w = 3,3 \times 10^{-6} \text{ kg/seg}$$

Pressure: 101.325 kPa

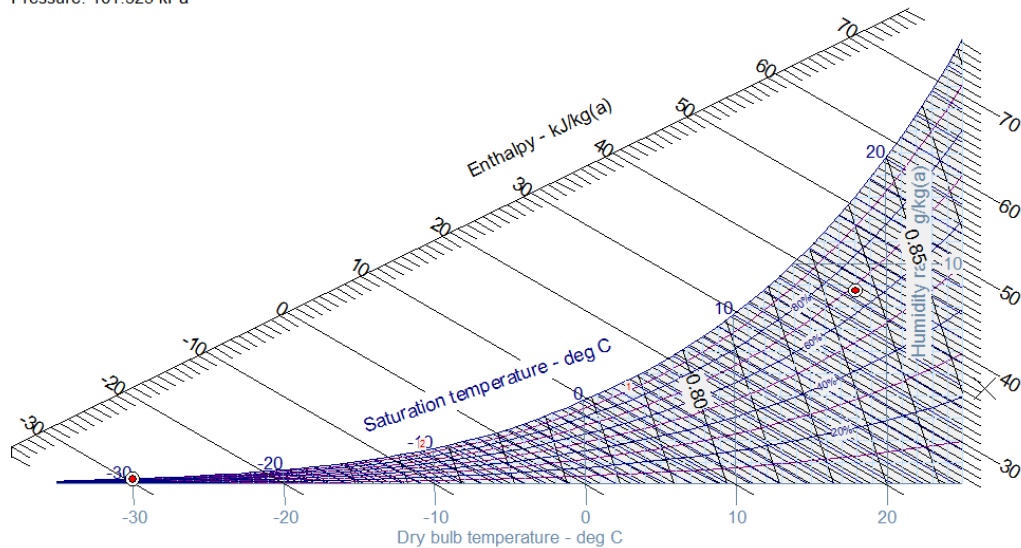


Figura 6-4. Proceso de enfriamiento y deshumidificación de aire en el tubo vórtex.

Fuente. Software CYTSoft Psychrometric Chart 2.2 Cemo

6.6.3 Determinación de la capacidad de acondicionamiento de aire en el tubo vórtex.

El flujo másico \dot{m} [kg/seg] de aire puede ser determinado a partir de la ecuación 2-28

$$\dot{m} = \frac{P\dot{V}}{RT}$$

Como ya se mencionó la variación de los calores específicos de gases ideales con la temperatura es uniforme y se puede aproximar como lineal en intervalos pequeños de temperatura (algunos cientos de grados o menos).

$$C_p = 1,004 \frac{kJ}{kg * K}$$

La capacidad de absorción de calor que el aire frío puede absorber hasta una temperatura ambiente de 20 C, se encuentra a partir de la ecuación 2-35.

$$Q_c = m_c c_p (T_{in} - T_c)$$

Tabla 6-5. Temperaturas, caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 60 Psi y 150 lt/min.

Aire a 60 Psi – 150 lt/min				
P [kPa]=413,68	R [kJ/kgK]=0,287		C _p [kJ/kgK]=1,004	
T _c [C]	C _c [lt/min]	μc %	Q [kJ/seg]	Q [Btu/h]
10,8	150	1	0,0733	250,11
4,7	135	0,9	0,1335	455,52
-3,3	120	0,8	0,2083	710,75
-7,2	105	0,7	0,2382	812,77
-10,9	90	0,6	0,2293	782,40
-12,2	75	0,5	0,2102	717,23
-13,6	60	0,4	0,1787	609,75
-14,5	45	0,3	0,1378	470,19

Fuente: Álvaro J. Morejón

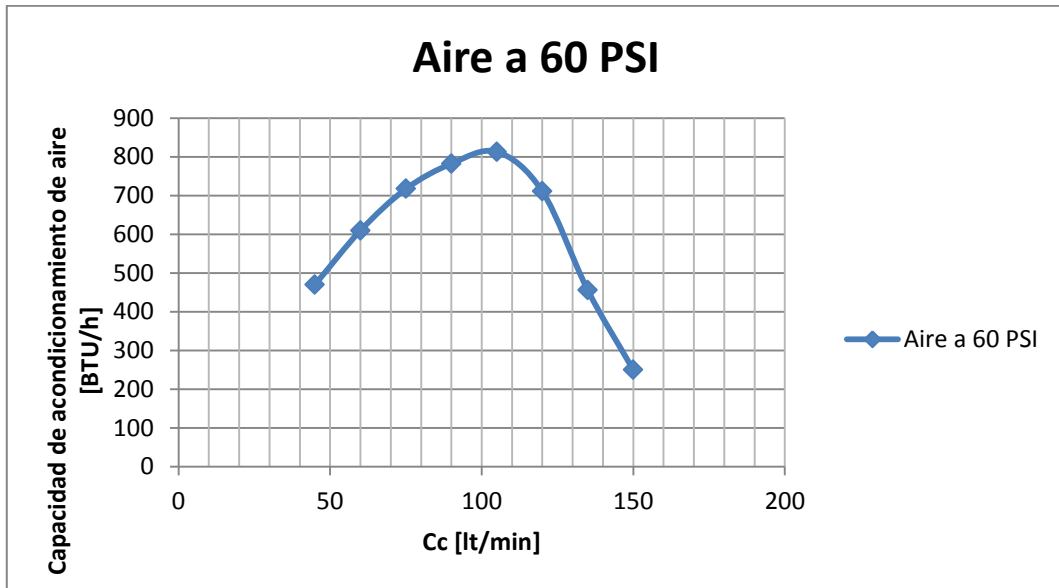


Figura 6-5. Capacidad de acondicionamiento de aire vs caudal de aire frío, con alimentación de aire de 60 Psi y 150 lt/min.

Fuente: Álvaro J. Morejón

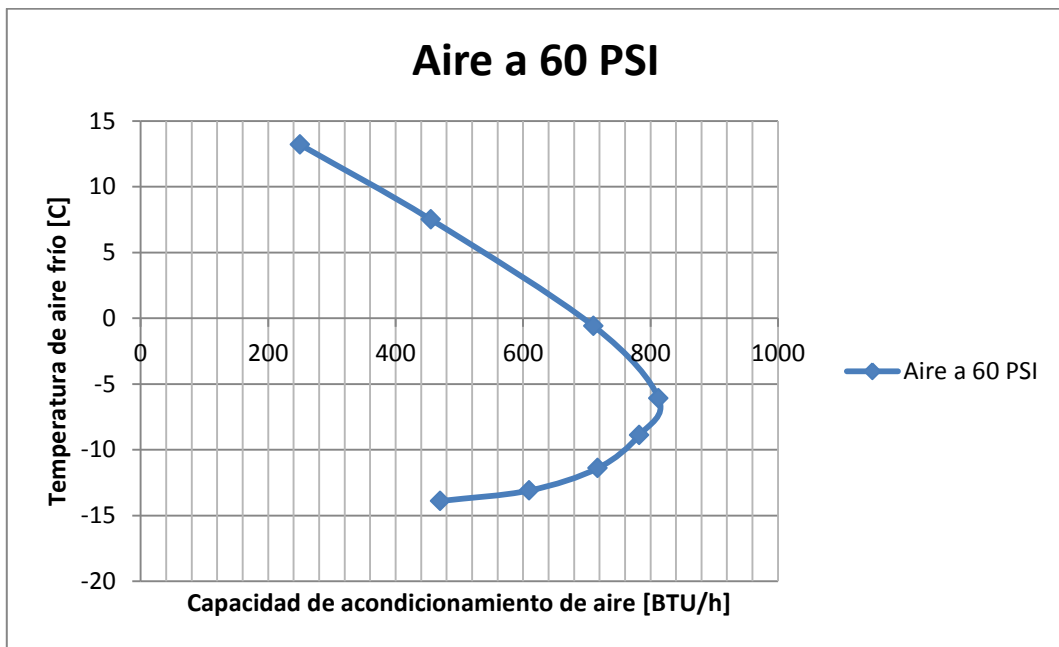


Figura 6-6. Temperatura de aire frío vs capacidad de acondicionamiento de aire, con alimentación de aire de 60 Psi y 150 lt/min.

Fuente: Álvaro J. Morejón

Tabla 6-6. Temperaturas, caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 80 Psi y 150 lt/min.

Aire a 80 Psi – 150 lt/min				
P [kPa]=551,58	R [kJ/kgK]=0,287		Cp [kJ/kgK]=1,004	
Tc [C]	Cc[lt/min]	μc %	Q [kJ/seg]	Q [Btu/h]
10,8	150	1	0,1355	462,34
4,7	135	0,9	0,2126	725,42
-3,3	120	0,8	0,2947	1005,56
-7,2	105	0,7	0,3030	1033,88
-10,9	90	0,6	0,2964	1011,36
-12,2	75	0,5	0,2577	879,31
-13,6	60	0,4	0,2154	734,97
-14,5	45	0,3	0,1660	566,42

Fuente: Álvaro J. Morejón

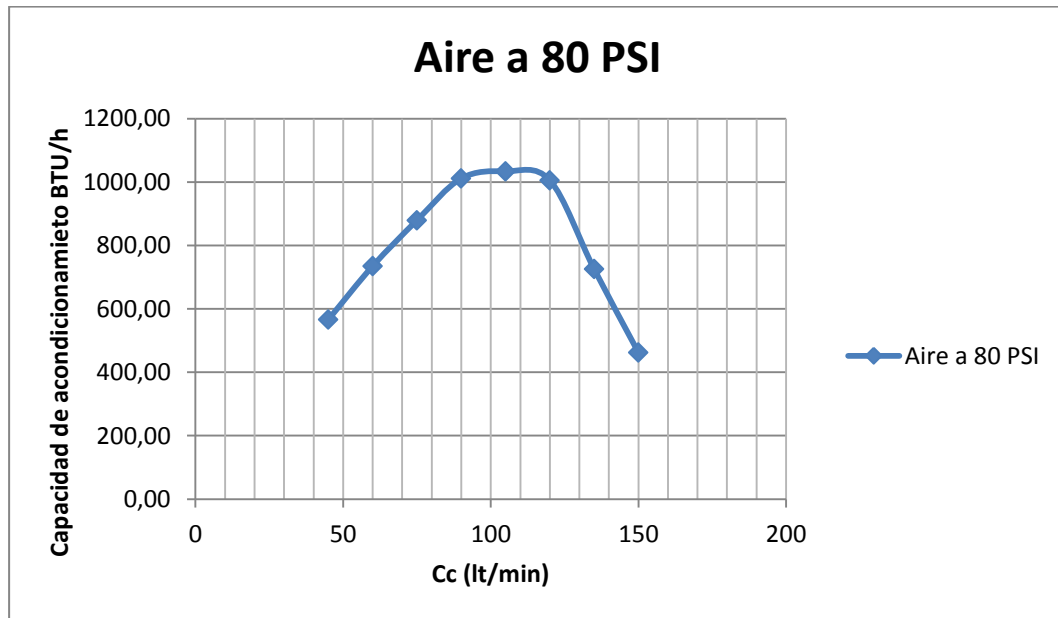


Figura 6-7. Capacidad de acondicionamiento de aire vs caudal de aire frío, con alimentación de aire de 80 Psi y 150 lt/min.

Fuente: Álvaro J. Morejón

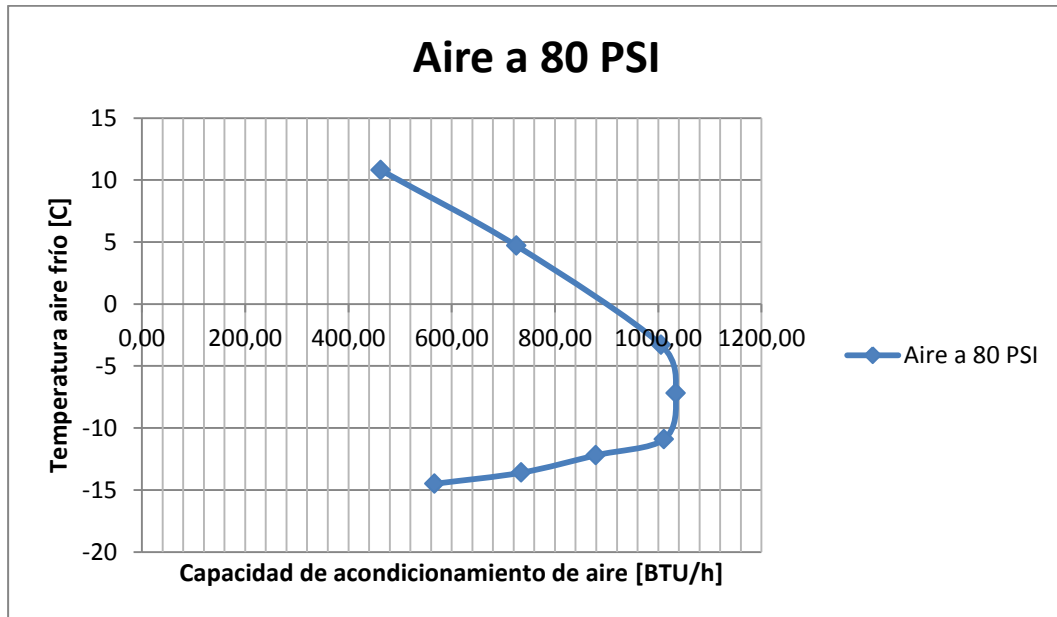


Figura 6-8. Temperatura de aire frío vs capacidad de acondicionamiento de aire, con alimentación de aire de 80 Psi y 150 lt/min.

Fuente: Álvaro J. Morejón

6.7 METODOLOGÍA. Modelo operativo

En la sección anterior se analizó el enfriamiento teórico de las probetas cilíndricas de acero 1045, mismas que serán sometidas a un temple una corriente de aire a temperatura ambiente y a otra a una temperatura de -30 °C.

Para la realización del temple se optó por probetas cilíndricas de una pulgada de diámetro por 2 cm de altura. Con la finalidad de que el flujo de aire cubra la mayor superficie posible de la probeta, razón por la cual se aplicó el análisis de conducción de calor en régimen transitorio en sistemas multidimensionales en cuerpos cilíndricos cortos.

Temperatura y tiempo de calentamiento de las probetas cilíndricas.

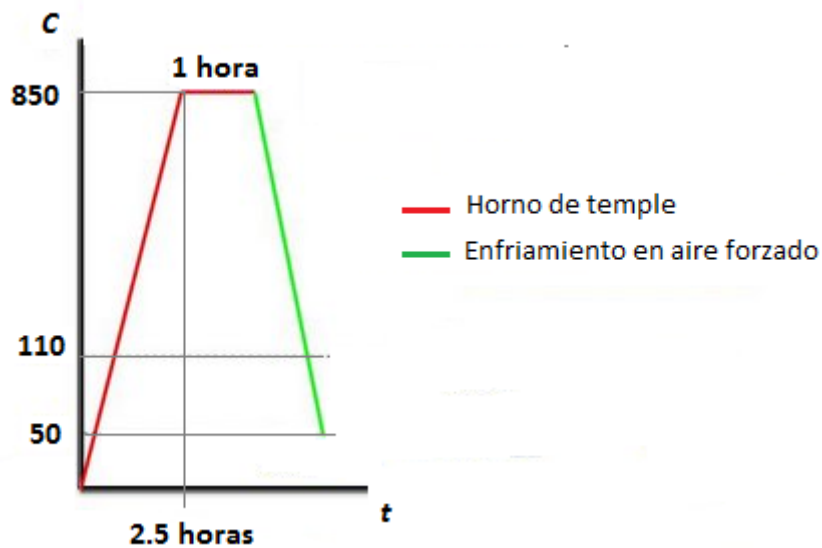


Figura 6-9. Diagrama temperatura VS tiempo, para un proceso de templado.

Fuente. Álvaro J. Morejón.

Proceso de templado de acero 1045.

1. Preparación de las probetas.

Como ya se mencionó en el análisis transitorio multidimensional, se empleará un cuerpo cilíndrico corto para realizar el temple en aire. El material elegido es un acero 1045, que por su contenido de carbono es uno de los más templables en el mercado.



Figura 6-10. Barra cilíndrica de acero 1045 de 2,5 centímetros de espesor y 2 centímetros de longitud.

Fuente. Álvaro J. Morejón

2. Calentamiento de las probetas en un horno de mufla.

Se empleó un horno de mufla para calentar las probetas hasta los 830 °C, necesario para realizar el temple. El horno alcanzó dicha temperatura en 3 hora, luego se lo mantuvo a esa temperatura por 60 minutos para asegurar que el centro de la probeta alcance la temperatura indicada.



Figura 6-11. Horno de mufla del laboratorio de materiales de la Universidad Técnica de Ambato.

Fuente. Álvaro J. Morejón

3. Enfriamiento de las probetas.

El enfriamiento de las probetas se lo realizó en dos condiciones. La primera con un flujo de aire de 90 lt/min a una temperatura de 19 °C y; la segunda con un flujo igual de aire pero a -30 °C. El aire fue enfriado mediante un tubo vortex marca AiRTX modelo 20008.



Figura 6-12. Enfriamiento de probeta cilíndrica en corriente de aire a -30 °C generada con el tubo vórtex.

Fuente. Álvaro J. Morejón

4. Medición de la dureza.

Para la medición de dureza se requiere que ambas caras del cilindro sean planas y paralelas, y al menos una debe estar pulida para poder realizar la prueba de dureza.

Antes de medir la dureza en las probetas se requiere calibrar el durómetro con el empleo de galgas.

La dureza se la va a medir en Rockwell C, pero lo cual se emplea:

- Una carga de 1471 N.
- Identador punta de diamante.

Una vez colocada la probeta (o galga en caso de estar calibrando), se aplica una precarga hasta que el indicador se estabilice en la pantalla. Una vez estable se procede a aplicar la carga.

La lectura de dureza se lee directamente de la escala en la parte izquierda de la pantalla del durómetro. Se debe hacer al menos 10 mediciones distribuidas en toda la cara de la probeta.



Figura 6-13. Durómetro, del laboratorio de materiales de la Universidad Técnica de Ambato.

Fuente. Álvaro J. Morejón

6.8 ADMINISTRACIÓN

En las tablas a continuación se presenta el costo de instalación y operación del tubo vórtex.

Tabla 6-7: Costo de instalación.

Cantidad	Descripción	Precio unitario \$	Precio total \$
1	Tubo vórtex AIRTX 20008	180,00	180,00
1	Válvula de paso 1/4 "	4,50	4,50
1	Regulador de presión	20,50	20,50
1	Flujómetro universal	750,00	750,00
1	Conexión 9/16"x18	5,00	5,00
1	Conexión 1/4" (m)	1,35	1,35
1	Conexión 1/4"	1,00	1,00
1	Teflón	0,13	0,13
2	Manguera plástica	0,75	1,50
Total			\$ 963,98

Fuente: Álvaro J. Morejón

Tabla 6-8: Costo de operación del tubo vortex con aire.

Funcionamiento del tubo vortex con oxígeno	
Potencia del compresor	2.24 kW
Capacidad de suministro de aire	280 lt/min
Presión de suministro	90 Psi
Costo energía eléctrica	0.07 \$/kWh
Tiempo de funcionamiento	1 h

Fuente: Álvaro J. Morejón

Costo de operación del tubo vortex durante una hora con un caudal de 280 lt/min.

$$2.24kW * 0.07 \frac{\$}{kWh} = 0.16 \$/hora$$

Notas:

- En los costos no se incluye el costo e instalación del compresor.
- Si bien el flujómetro es necesario para tener un criterio claro del aire consumido y de la capacidad de refrigeración, no es indispensable para el funcionamiento del tubo vortex, por lo que omitir el empleo de este dispositivo en la instalación supone un gran ahorro de dinero.

En la tabla 6-9, se presentan como referencia una lista de varios modelos disponibles en la marca AiRTEX con el consumo de aire y la máxima capacidad de enfriamiento para la máxima disminución de temperatura.

Tabla 6-9. Temperaturas, caudales y capacidad acondicionamiento de aire en el tubo vórtex con alimentación de aire a 100 Psi.

Capacidad del tubo vortex AiRTEX			
Modelo	Presión de entrada [Psi]	Consumo de aire [lt/min]	Capacidad [Btu/h]
20008	100	220	600
20010	100	280	600
20015	100	420	1100
20025	100	700	1800
20035	100	990	2800

Fuente: Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 5

Para optimizar el rendimiento del tubo vortex, este se debe seleccionar adecuadamente de acuerdo al requerimiento de enfriamiento. Como ya se indicó anteriormente existe un sinnúmero de combinaciones posibles. Los datos presentados en la tabla 6-9, se presentan los promedios de variación de temperatura para varios modelos de tubos vórtex, a su máxima capacidad de consumo de aire a una presión de 100 Psi a la entrada.

Tabla 6-10. Datos de rendimiento teórico del tubo vortex [°C], para tubos vortex a su máxima capacidad.

presión de entrada	fracción fría %						
	20	30	40	50	60	70	80
20	34,2	33,1	30,8	28,1	24,2	20	15,3
	8,1	13,6	20	27,5	35,6	45,8	59,4
40	48,9	47,2	44,4	40,6	34,7	28,6	21,1
	11,4	19,4	28,6	39,4	50,8	65	81,7
60	57,8	55,6	51,7	46,7	40,6	33,1	24,7
	13,1	22,2	32,5	44,4	57,8	73,3	93,3
80	63,9	61,1	56,7	51,1	44,4	36,4	27,2
	13,9	23,9	35	47,8	62,8	79,4	100,6
100	68,3	65,6	61,1	55	47,8	39,2	29,4
	14,4	25	36,9	50,6	66,1	83,9	106,7
120	71,7	68,9	64,4	57,8	50,3	41,1	30,6
	14,4	25,6	38,3	52,2	68,3	86,7	108,3
140	75	71,7	67,2	60,6	52,2	42,2	31,4
	14,2	25,6	39,2	53,3	68,9	86,7	107,2

Fuente: Catálogo # 19, AIRTX. Pág. 4



Los datos en celeste registra la caída de temperatura del aire frío [°C].

Los datos en rosado registra el incremento de temperatura del aire caliente [°C]

6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

A continuación se presentan los resultados del temple realizado en aire.

Tabla 6-11. Temperaturas de enfriamiento con aire a 90 lt/min a 19 °C y a -30 °C.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA TEMPLE ACERO 1045 CON AIRE 		
Tiempo [seg]	Corriente de aire a -30 °C	Corriente de aire a 19 °C
	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]
0	750	750
30	549	622
60	398	530
90	311	465
120	274	419
150	239	378
180	213	333
210	189	293
240	153	252
270	128	211
300	106	176
330	83	146
360	63	124

Fuente. Álvaro J. Morejón

En el siguiente diagrama de dispersión se puede apreciar el promedio de la temperatura en la superficie de las 3 probetas al transcurrir el tiempo durante el temple de acero en una corriente de aire a temperatura ambiente y otra a una temperatura de -30 °C.

En promedio se tiene una temperatura inferior en 98 °C para un mismo tiempo de enfriamiento, cuando se utiliza aire frío en reemplazo del aire a temperatura ambiente. Dicho de otra manera, se necesita entre 50 a 115 segundos adicionales para obtener la misma temperatura cuando se emplea aire a temperatura ambiente en reemplazo de aire fría a -30 °C. Se comparó las temperaturas teóricas y reales obtenidas a los 360 segundos de enfriamiento para aire a temperatura ambiente y frío, dichas temperaturas difieren en 63 °C para el aire frío y en 33 °C para aire a temperatura ambiente.

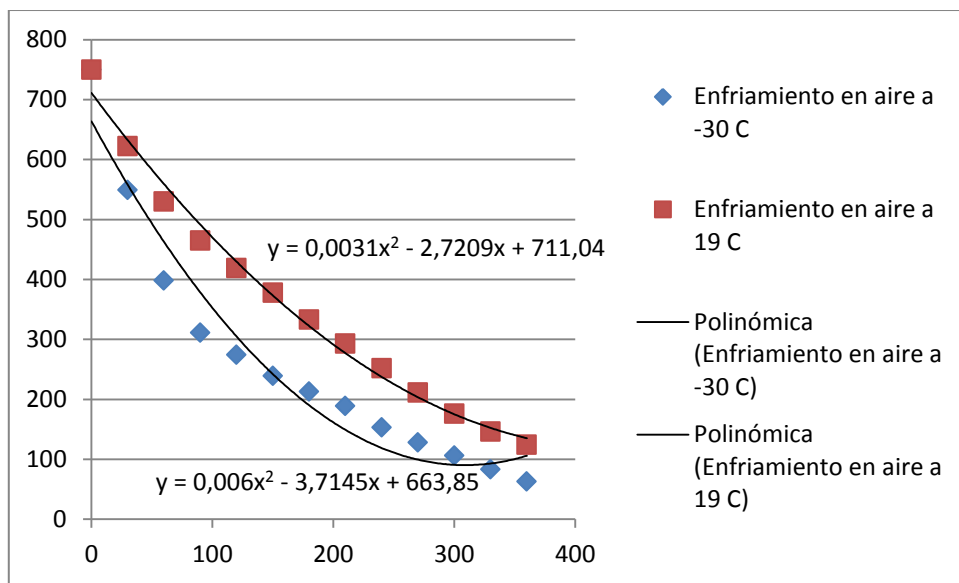


Figura 6-14. Temperaturas de enfriamiento con aire a 90 lt/min a 19 °C y a -30 °C VS tiempo en segundos.

Fuente. Álvaro J. Morejón

En la tabla 6-12, se exponen los principales parámetros del temple de acero 1045 en corrientes de aire. Así como los parámetros del ensayo de dureza para las tres condiciones del acero: sin tratamiento, enfriado en aire a -30 °C y enfriado a 19 °C.

Tabla 6-12. Temple de acero 1045 en corrientes de aire.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 		
DATOS INFORMATIVOS		
Número de probetas: 3	Realizado por: Álvaro J. Morejón	Fecha: Mayo 21, 2013
Lugar: Laboratorio de materiales FICM-UTA	Temperatura ambiente: 19 °C	Dimensiones: Ø = 25 mm L = 20 mm
ESPECIFICACIONES DEL TRATAMIENTO TÉRMICO		
Tratamiento térmico: Temple	Temperatura de temple: 830 °C	Tiempo permanencia: 1 hora
CARACTERÍSTICAS DEL MEDIO DE TEMPLE		
Velocidad a la salida del tubo: 23,58 m/seg	Temperatura del aire: 19 °C	Distancia del tubo a la probeta: 1,5 cm aprox.
Velocidad a la salida del tubo: 23,58 m/seg	Temperatura del aire: - 30 °C	Distancia del tubo a la probeta: 1,5 cm aprox.
PARÁMETROS DEL ENSAYO DE DUREZA		
Método: Rockwell	Tipo: C	Identador: Punta de diamante
RESULTADO DEL ENSAYO DE DUREZA		
Sin tratar	Temple en corriente de aire a 19 °C	Temple en corriente de aire a - 30 °C
		
Dureza promedio: 33 HRC	Dureza promedio: 47 HRC	Dureza promedio: 55 HRC

Fuente. Álvaro J. Morejón

Como se puede observar en las probetas de la tabla 6-12, la probeta expuesta a la corriente de aire a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ presenta una coloración más roja. En sección 6.6 se demostró que el aire frío generado en el tubo vórtex produce que el vapor de agua presente en el aire se condense incrementando el efecto de oxidación en la superficie de la probeta.

En la figura 6-15 a continuación se puede ver un claro incremento de la dureza en 8 HRC obtenida al emplear aire forzado a una temperatura de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, en relación a la dureza de 47 HRC obtenida enfriando en una corriente de aire a $19\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por lo que se comprueba que el tubo vortex si permite mejorar la velocidad de temple en aire de aceros, sin embargo se recomienda realizar un estudio más profundo que permitan evaluar demás propiedades mecánicas.

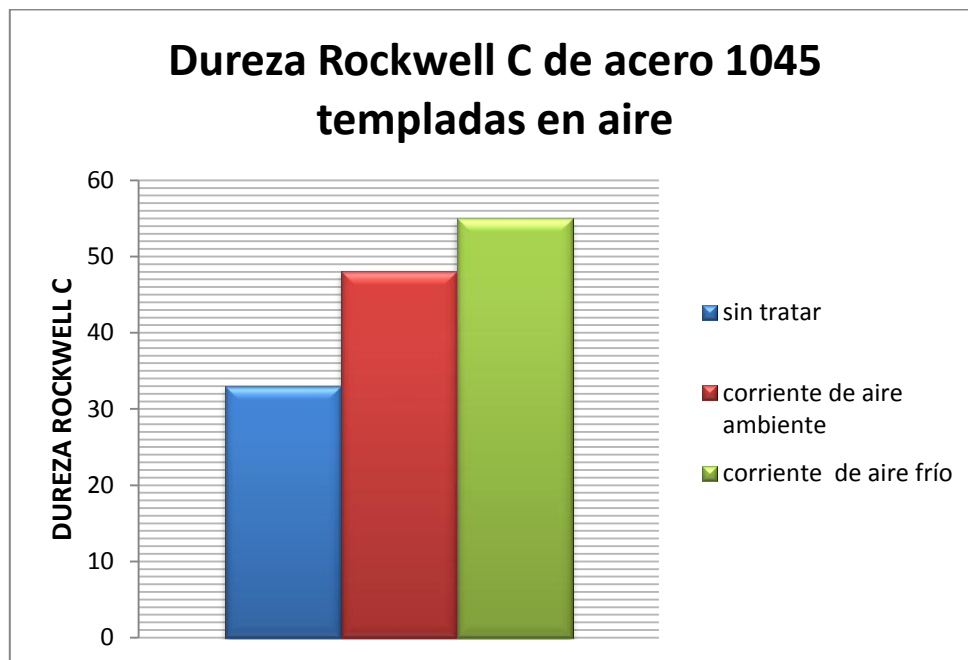


Figura 6-15. Dureza en Rockwell C del acero 1045, sin tratamiento y templado en aire.

Fuente. Álvaro J. Morejón

6.10 CONCLUSIONES:

- El empleo de aire frío generado en el tubo vórtex como medio de temple del acero 1045, permite obtener durezas similares a las obtenidas en un temple en agua.
- El enfriamiento de aire en el tubo vórtex genera condensado, este fenómeno se demostró teóricamente además se evidencia en la capa de óxido formada en las probetas templadas con este aire.
- Una de las razones por las que el modelo de enfriamiento teórico difiere del enfriamiento real es por imposibilidad de medir la velocidad exacta con que la corriente de aire llega a la pared de la probeta.
- La corriente de aire debe cubrir la totalidad de la pared de la probeta para asegurar un enfriamiento uniforme.
- El tiempo de enfriamiento de las probetas se ve mayormente influenciado por la velocidad del aire que por la temperatura de este, por tanto es recomendable emplear mayores caudales de flujo a la entrada para asegurar la misma temperatura fría con mayores fracciones frías que a su vez permiten obtener mayores velocidades de corriente de aire frío.

BIBLIOGRAFÍA:

Bibliografía Libros.

- Ameen, A. (2006). *Refrigeration and Air Conditioning* .India.
- Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. México: McGraw Hill.
- Cuolson, & Richarson. (2004). *Ingeniería Química*. Barcelona: Reverte.
- Prasad, M. (2006). *Refrigeration and Air Conditionig* (Segunda ed.). Delhi, India.
- Duarte Agudelo, C., & Niño Vicentes, J. (2004). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*.Bogota: Universidad Nacional de Colombia.

Bibliografía revistas.

- Bramo, A., & Pourmahmoud, N. (2010). A Numerical Study on the Effect of Length to Diameter Ratio and Stagnation Point on the Performance of Counter Flow Ranque-hilsch Vortex Tubees. *Australian Journal of Basic Applied Sciences* , 4943-4957.
- García, Muñoz, & Fajardo. (27 de Marzo de 2008). Construcción y caracterización de un tubo Ranque-Hilsch. *Revista Brasileira de Ensino de Física* , 4305-0 4305-5.
- Prabakan, J., & Vaidyanathan, S. (2010). Effect of orifice and presure of counter flow vortex tube. *Indian Journal of Science and Technology* , 374-376.
- Salas, B. (1995). Demostración para cursos de Termodinámica: El Tubo de Ranque-Hilsch. *Revista Mexicana de Física* , 357-367.
- NTP 383: Riesgo en la utilización de gases licuados a baja temperatura. (s.f.). Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales España.

Bibliografía de trabajos de investigación.

- Gao, C. (29 de November de 2005). Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Hubei, China.
- Medina, R. (2004). Diseño de un Banco de Pruebas de Tubo Vortex para Laboratorio de la ESPOL. Ecuador.

Bibliografía Biblioteca Virtual.

- BIBLIOGRAPHY \l 3082 Arbutov, V., Dubnishchev, Y., Lebedev, A., Pravdina, M., & Yavorski, N. (1997). Observation of large-scale Hydrodynamic Structures in a vortex tube and the Ranque effect. *American Institute of Physics* , 938-940.
- Dincer, K., Baskaya, S., & Uysal, B. (2008). Experimental investigation of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes. *Heat Mass Transfer* , 367-373.
- Piralishvili, S., & Fuzeeva, A. (2005). Hydraulic Characteristics of Ranque-Hilsch Energy Separators. *High Temperature* , 900-907.
- Piralishvili, S., & Fuzeeva, A. (2006). Similarity of the Energy-Separation process in vortex tubes. *Engineering Physics and Thermophysics* , 27-32.
- Usychenko, V. (2012). The Ranque Effect as a Self-Organization Phenomenon. *Technical Physics* , 379-385.

Bibliografía páginas web.

- Díaz, C. (s.f.). *Electrónica*. Recuperado el 26 de 7 de 2012, de <http://electronica.webcindario.com/componentes/lm35.htm>
- Iriondo, C. (s.f.). <http://www.ciriondo.com>. Recuperado el 20 de 06 de 2012, de <http://www.ciriondo.com/PDFs/Textos/Airtx%20Manual.pdf>
- Smith, G. (s.f.). *Centelhas*. Recuperado el 23 de Junio de 2012, de <http://www.centelhas.com.br/biblioteca/Ranque.htm>
- Buenos Aires Ciudad. (s.f.). Recuperado el 2 de Agosto de 2012, de http://www.buenosaires.gov.ar/areas/salud/ceh/archivos/oxigeno_seguridad_gases.pdf

ANEXOS

Anexo 1. Propiedades del aire, transferencia de calor pag 736 segunda edición

ABLA A-15

propiedades del aire a la presión de 1 atm

emp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539



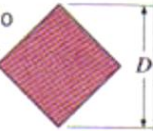
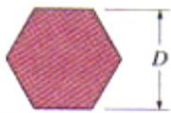
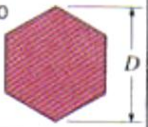

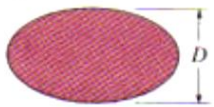
Nota: Para los gases ideales, las propiedades C_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Anexo 2. Correlaciones para el número de Nusselt.

TABLA 7-1

Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (tomado de Zukauskas, Ref. 14, y Jakob, Ref. 6)

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
<p>Placa vertical</p> 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
<p>Elipse</p> 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

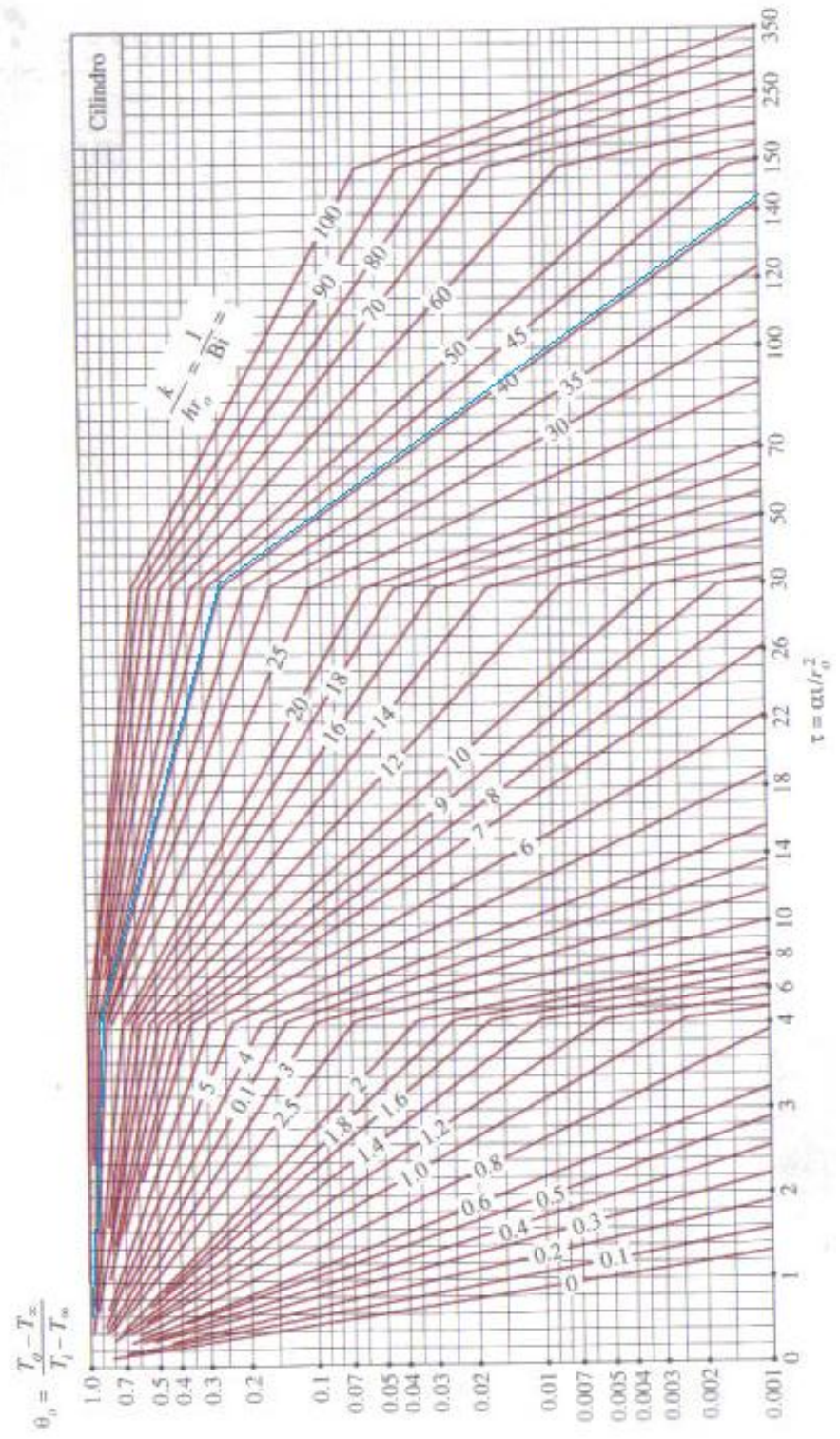
Anexo 3. Propiedades de algunos metales.

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos (continuación)

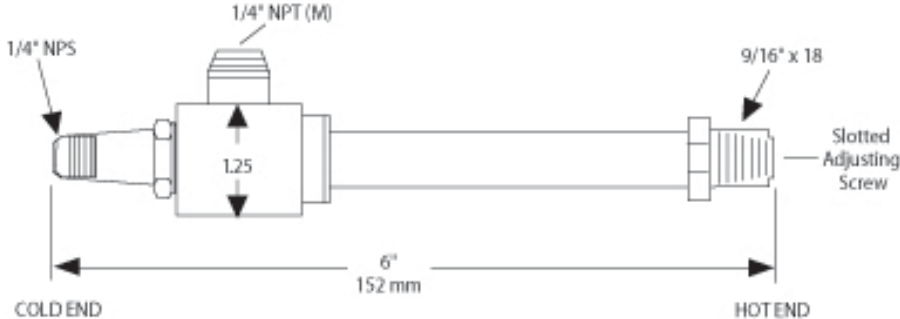
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/C _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	C _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			487	559	685	1 168
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn ≤ 1.65% 0.1% < Si ≤ 0.6%)		8 131	434	41.0	11.6			49.8	44.0	37.4	29.3
Aceros al cromo (bajo): ½ Cr-½ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			501	582	699	971
1Cr-½ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.2	39.7	35.0	27.6
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			487	559	685	1 090
Aceros inoxidables: AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			492	575	688	969
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	42.0	39.1	34.5	27.4
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48	272	402	492	575	688	969
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			46.8	42.1	36.3	28.2
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	492	575	688	969
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	118	125	46.8	42.1	36.3	28.2
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	169	159	492	575	688	969
Niquel: Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	649	934	492	575	688	969
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4	179	143	492	575	688	969
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	141	224	492	575	688	969
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	—	372	492	575	688	969
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	55.2	52.6	492	575	688	969
Platino: Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	188	249	492	575	688	969
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4	76.5	71.6	492	575	688	969

Anexo 4. Diagrama de temperatura transitoria en una cilindro de radio r_0 .

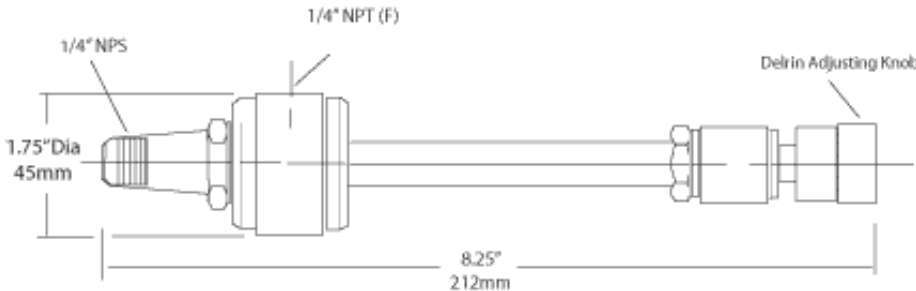


Anexo 5. Principales dimensiones del tubo vórtex





















- Modelo 20008



- Modelo 20010 - 21035

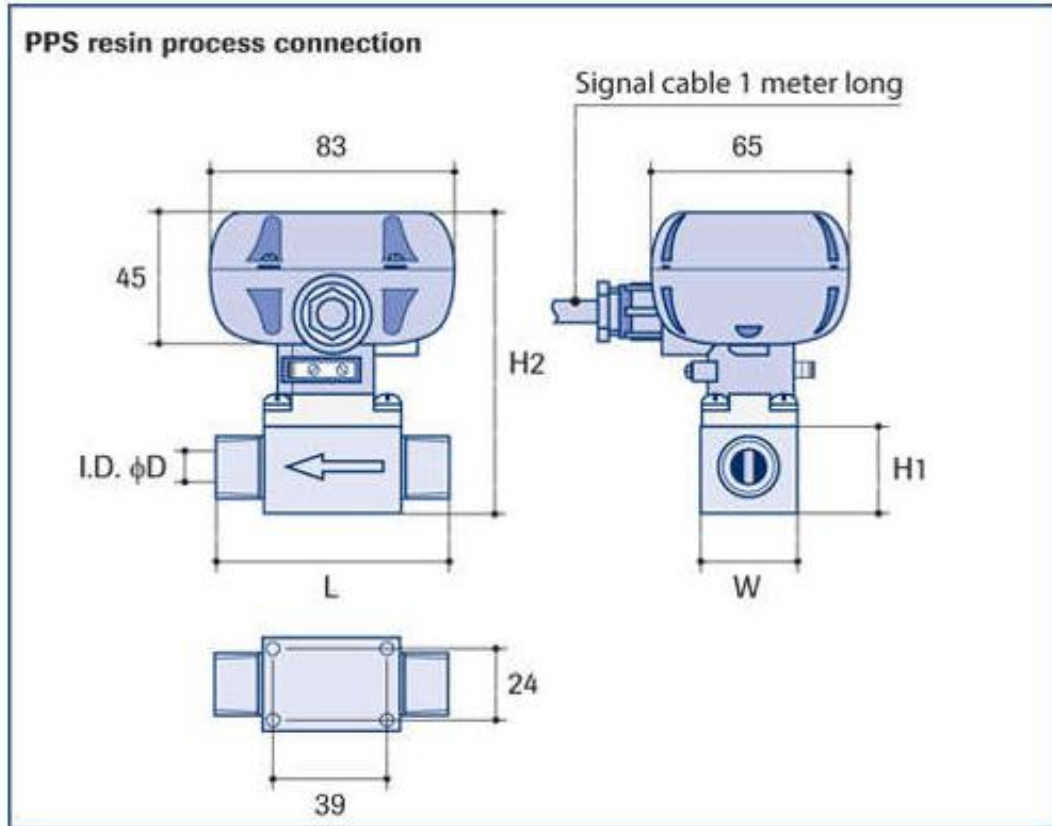


Anexo 6. Costo de difeentes tubos vórtex de la marca AiRTX

Model	Description	Unit Price	Order
 20008	Stainless Steel Vortex Tube 8 CFM Maximum Cooling	\$138.00	0 <input type="text"/> + 
 20010	Stainless Steel Vortex Tube 10 CFM Maximum Cooling	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 21010	Stainless Steel Vortex Tube 10 CFM Maximum Cold	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 20015	Stainless Steel Vortex Tube 15 CFM Maximum Cooling	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 21015	Stainless Steel Maximum Vortex Tube 15 CFM Maximum Cold	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 20025	Stainless Steel Vortex Tube 25 CFM Maximum Cooling	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 21025	Stainless Steel Maximum Vortex Tube 25 CFM Maximum Cold	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 20035	Stainless Steel Vortex Tube 35 CFM Maximum Cooling	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 21035	Stainless Steel Maximum Vortex Tube 35 CFM Maximum Cold	\$172.00	0 <input type="text"/> + 
 20400	20400 Application Development Kit containing: Vortex Tube, 10/15/25/35 CFM H & L Generators, Cold Muffler, Air Filter, Snap Flex Hoses	\$328.00	0 <input type="text"/> + 

[▶ Add to cart](#)

Anexo 7. Principales dimensiones del medidor de flujo de gas.



Model	Nom. size	ϕD	R	L	W	H1	H2	Approx. weight
FLM3S-1*	4	8.5	$\frac{3}{8}$ "	80	32	29	102	285
FLM30-1*	8	13	$\frac{1}{2}$ "	80	32	29	102	285
FLM31-1*	15	14	$\frac{3}{4}$ "	85	32	29	102	290
FLM32-1*	25	24.5	$1\frac{1}{4}$ "	120	46	46	119	420

Dimensions in mm, weight in g

Anexo 8. Especificaciones del medidor de flujo de gas.

Rendimiento	Especificaciones
Gases Aceptable	Aire, Ar, O ₂ , N ₂ , CO ₂ , gases húmedos
Presión de trabajo	1 .. 10 bar (a)
Temperatura de trabajo	-10 .. 80 ° C
Precisión	± 3% FS
Rangeabilidad	hasta 1:05
Repetibilidad	<0.5% FS típico
Mostrar	Totalizador de 8 dígitos con dos dígitos separados indicadores 5 muestran caudal por hora y los minutos + 7 dígitos totalizador reajutable

Mecánico	Especificaciones
Materiales (partes húmedas)	PPS-Resina (sulfuro de polifenileno), vitón
Tipo de protección (carcasa)	IP65

Eléctrico	Especificaciones
Potencia	Batería (3,6 V de litio) accionado (4 años de vida a la temperatura ambiente)

Anexo 9. Manual de operación del medidor de flujo.

D-170-1-E

5.3 Tubing Instructions

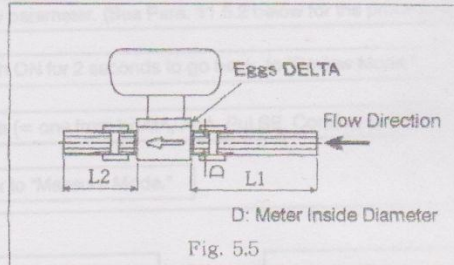
Rule to follow is to secure a straight pipe longer than $7D$ upstream of, and $3D$ downstream of the meter (where D is the meter inside diameter). See Table 5.1 for actual lengths of straight pipes.

To maintain design accuracy, observe the following instructions.

Table 5.1 Req'd Straight Pipe Lengths

Nom. Dia. (mm)	I. D. (mm)	Upstream (L1) (mm)	Downstream (L2) (mm)
4	8.5	59 min.	25 min.
8	13	91 min.	39 min.
15	14	98 min.	42 min.
25	24.5	171 min.	73 min.

NOTE: See page 26 for Eggs DELTA pressure losses.



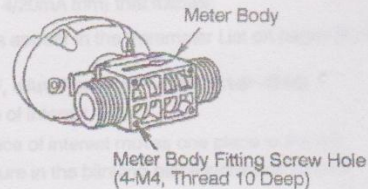
- (1) Inside diameter of the pipes to be connected must be the same or larger than that of the meter.
- (2) If a sharp increase in pipe diameter, such as a throttle valve and flared pipe, exists, locate it at least $50D$ away.
- (3) Provide a flow regulator valve downstream of the meter for controlling the flow.

5.4 Process Connections

- (1) If the meter body is of resin molding. Exercise care to avoid excessive stresses and impact shock while making connections. Observe the torque specifications given in the table below.

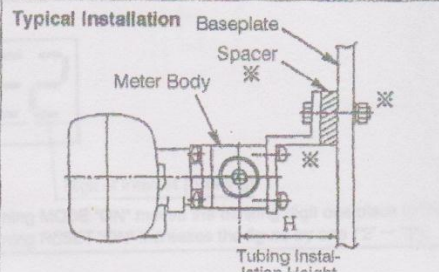
Nom. Dia. (mm)	Tightening Torque Specification (N*cm)
4, 8, 15	1960
25	9800

Dimensions in mm



CAUTION

1. Taper threads are used at connections. Use seal tape or similar seal material.
2. With synthetic resin connectors (PPS resin), adhere to the torque specifications above to avoid cracks by overtightening.
3. With metal connectors, hold the connector firmly with wrench, or similar tool, while connecting to the tubing.
4. If a tool, such as wrench, interferes with the connection...

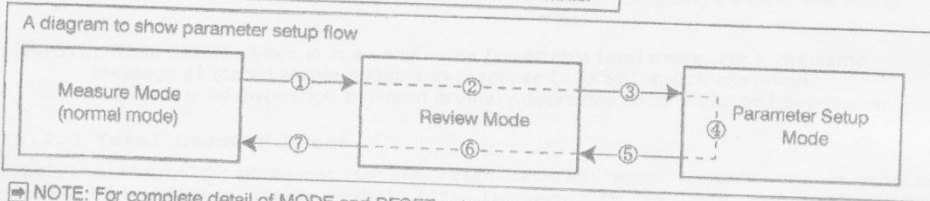


10. Parameter Setup Procedure

10.1 Procedure to modify a parameter

Given below is the parameter setup procedure:

- ① In "Measure Mode (normal mode)," turn MODE switch ON for 5 seconds to go into "Review Mode."
- ② Using MODE and RESET switches, show the parameter you want to modify.
- ③ Turn MODE switch ON for 2 seconds to go into "Parameter Setup Mode."
- ④ Using MODE and RESET switches, set up a new parameter. (See Para. 11.5.2 below for the procedure.)
- ⑤ Following the parameter entry, turn MODE switch ON for 2 seconds to go back to "Review Mode."
- ⑥ Using MODE and RESET switches, show the title (= one from bdAtA, AnA, PuLSE, CorrEct, or Co).
- ⑦ Turn MODE switch ON for 5 seconds to go back to "Measure Mode."



NOTE: For complete detail of MODE and RESET switch operations in steps ①, ②, ⑥ and ⑦, see "Table 9.4 Menu Trees and Switch Operation" on page 22.

10.2 Procedure to Enter a Parameter

The procedure to enter a parameter (switch operations sequence in "Parameter Setup Mode") comes in three ways (numerical setup, decimal point location setup, and analog 4/20mA trim) that follows:

NOTE: Meanings and functions of individual parameters appear in the Parameter List on pages 20 and 21.

Kind 1 Numerical setup parameters (F, H, Pu, At, A, AF, dAn, Pon, C1P~C4P, C1d~C4d)

The blinking digit in the parameter setup mode is the place of interest.

MODE Each time the switch is turned on, the place of interest moves one place to the left.

RESET Each time the switch is turned on, the figure in the blinking place increases by one.
Or exponential sign toggles ("E," "-", etc.).

→ Following the parameter setup, hold the MODE switch turned ON for 2 seconds (the new setting is established and the screen returns to the review mode).

Example: Parameter "F" (meter factor)

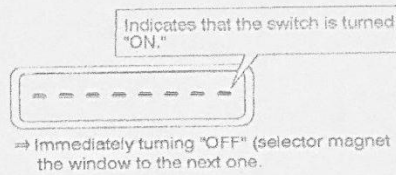
Exponential sign (E: 10⁺, -: 10⁻)
(The screen above reads F=1.2345 × 10²L.)

Digit of Interest (blinking)

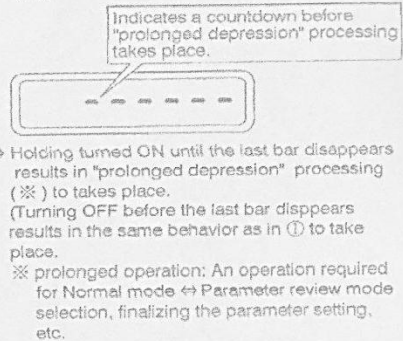
- Turning MODE "ON" moves the blinking digit one place to the left ("E").
- Turning RESET "ON" increases the figure by one ("2" → "3").

4.2.2 About the Displayed Messages during Operation

- (1) Ordinary operation
 "MODE" switch is turned "ON"
 (selector magnet held close to it.)
 ⇒ 8 bars appear.



- (2) Prolonged operation
 Held turned ON without turning "OFF" immediately by removing the fingers.
 ⇒ Bars begin to disappear from the leftmost one.



☒ NOTE: While RESET switch is in a valid mode (resettable total mode, etc.), the same message as stated above appears in response to RESET switch operation.
 (There is no distinction between ordinary depression and prolonged depression.)

4.2.3 Total Counter Reset

Applying the selector magnet to the field labeled "RESET" resets the resettable total flow reading (mode symbol "C") to zero. It is only resettable while "resettable total flow" is shown.

☒ NOTE: Reset timing remains the same as that of display menu selection (see Note 1 above).

4.2.4 About the Measurement Units

The measurement unit may be changed. A florate unit that matches the customer specification (chosen from the candidates below) is set up before the product leaves the factory.

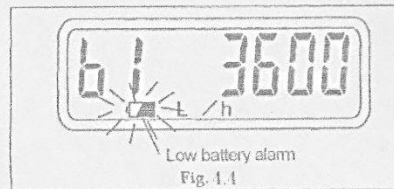
L, kL, m³, g, kg, t, /h, /min., (normal), none

To change the indicated measurement unit, see Section 9 "About Configuration of Parameters" on pages 15 through 17.

☒ NOTE: A change in the indicated measurement unit here means nothing but a change in the unit indicated at the bottom of the LCD display, It by no means affect the process of flow measurement calculation.

4.2.5 About Low Battery Alarm

A product without remote output (battery powered) operates on an internal battery.
 When the battery has run down, a low battery alarm indicator "b1" in the bottom left of display window comes on.
 This low battery alarm prompts you to replace the battery within a week. (See the battery replacement procedure on page 24.)



⚠ CAUTION: At "All digit places illuminated" in the parameter review mode (see page 22), all segments in the display light up along with battery alarm, but this illumination does not indicate a low battery life.