

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO

CARLOS ANDRÉS PEINADO RODRÍGUEZ

EDGAR JESÚS RODRÍGUEZ MONTERO



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO**

CARLOS ANDRÉS PEINADO RODRÍGUEZ

EDGAR JESÚS RODRÍGUEZ MONTERO

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

Director

OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

DEDICATORIA

A mi Madre quien me brindó su apoyo incondicional en el transcurso de esta importante etapa de mi vida.

Carlos Andrés Peinado Rodríguez

DEDICATORIA

A Dios por ser la fuente de mi fuerza y esperanza en todos los caminos de mi vida.

A mi Madre y mi Padre por su inquebrantable fe y apoyo incondicional en todo este trayecto de mi vida; a mi familia por su comprensión, espera y ayuda para alcanzar este gran logro.

A Ingrid por su constante ayuda y compañía en los buenos y malos momentos que acompañaron esta etapa de mi vida.

A todos mis amigos y todas aquellas personas quienes me tendieron la mano y con quienes he compartido los momentos más alegres.

A ti Leydy.

Edgar Jesús Rodríguez Montero

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	21
1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	22
1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	22
1.1.1 Sistemas de refrigeración termomecánicos	23
1.1.2 Sistemas de refrigeración termoeléctricos	24
1.1.3 Sistema de refrigeración termomagnéticos	26
1.1.4 Sistema de refrigeración termoacústicos	27
2. CONCEPTOS BASICOS DE TERMOACÚSTICA	34
2.1 TERMODINÁMICA APLICADA A LA TERMOACÚSTICA	34
2.1.1 Rendimiento termodinámico	34
2.1.2 Coeficiente de Rendimiento Termodinámico	36
2.2 ACUSTICA	37
2.2.1 Onda Estacionaria	38
2.2.2 Frecuencia de Resonancia	39
2.2.3 Presión Acústica	40
2.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES PARA LA PILA TERMOACÚSTICA	42
2.3.1 Ecuación de Rott	42
2.3.3 Potencia acústica usada en un segmento de la pila	47
2.3.4 Flujo de energía en la pila	48
2.4 GAS DE TRABAJO	50
2.4.1 Profundidad de penetración	51
2.4.2 Número de Prandtl	51
2.5 COMPONENTES FISICOS	52
2.5.1 Pila	52
2.5.2 Resonador	55
2.5.3 Parlante	56
2.5.4 Intercambiadores de calor	56
3. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO	57

3.1 METODO Y APROXIMACIONES	57
3.1.1 Flujo de calor y potencia acústica normalizados	59
3.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO	65
3.2.1 PARÁMETROS DE OPERACIÓN	66
3.3 DISEÑO DE LA PILA TERMOACUSTICA	70
3.3.1 Posición y longitud de la pila	70
3.3.2 Área transversal de la pila termoacústica	74
3.3.3 Efectos de la variación de la profundidad de penetración térmica	75
3.3.4 Efectos de la variación de la relación de bloqueo	76
3.3.4 Efectos de la variación del delta de temperatura en los lados de la pila	77
3.4 DISEÑO DEL RESONADOR	78
3.4.1 Longitud del resonador	78
3.4.2 Diámetro y material del resonador	79
3.5 DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	80
3.6 SELECCIÓN DEL PARLANTE	81
4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO	82
4.1 BRIDAS	82
4.1.1 Empaques	83
4.1.2 Pernos	83
4.3 FINALES DE TUBERÍA “CAP”	83
4.4 SISTEMA DE SUMINISTRO DE HELIO E IGUALACIÓN DE PRESIÓN	83
4.5 ENSAMBLAJE DE LAS PARTES DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO	84
5. PRUEBAS, MEDICIONES Y RESULTADOS	87
5.1 SISTEMAS AUXILIARES UTILIZADOS	87
5.1.1 SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS	87
5.1.2 GENERADOR DE SEÑALES	87
5.1.3 AMLIFICADOR DE POTENCIA DE AUDIO	88
5.1.4 BOMBA DE VACIO	89
5.1.5 COMPRESOR	90
5.2 PRUEBA DE DETECCIÓN DE FUGAS	90

5.3 MEDICIONES	91
5.3.1 PRUEBA CON HELIO Y ANALISIS DE RESULTADOS	91
5.3.2 PRUEBA CON AIRE Y ANALISIS DE RESULTADOS	95
5.3.3 EFICIENCIA DEL PARLANTE	96
CONCLUSIONES	98
RECOMENDACIONES	100
BIBLIOGRAFIA	102
ANEXOS	104

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros normalizados de operación, pila y gas	59
Tabla 2. Propiedades del aire y el helio a $T_m = 300 K$ y $p_m = 4 bar$	67
Tabla 3. Propiedades del material Celcor	68
Tabla 4. Datos usados en los cálculos	71
Tabla 5. Características de la bomba de vacío	89
Tabla 6. Datos obtenidos en la prueba con helio	92

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de un sistema de refrigeración	22
Figura 2. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión vapor	23
Figura 3. Esquema del efecto Peltier	24
Figura 4. Esquema de un refrigerador termoeléctrico	25
Figura 5. Ciclo de refrigeración termomagnética	26
Figura 6. Tubo de Higgins “El canto de las llamas”	28
Figura 7. Tubo de Rijke	29
Figura 8. Tubo de Sondhauss	30
Figura 9. Representación esquemática de un refrigerador termoacústico	31
Figura 10. Representación de los procesos de refrigeración por efecto termoacústico en la pila	32
Figura 11. Esquema de un refrigerador	35
Figura 12. Esquema de un refrigerador termoacústico	37
Figura 13. Onda Estacionaria	38
Figura 14. Frecuencia fundamental y dos primeros sobretonos	40
Figura 15. Distribución de velocidades y de presiones en el refrigerador	41
Figura 16. Geometría usada para analizar las expresiones termoacústicas	42
Figura 17. Diseños comunes de la pila	45
Figura 18. Partes real e imaginaria de la función de Rott	46
Figura 19. Flujo de energía en la pila	48
Figura 20. Flujo total de energía en la pila	50
Figura 21. Pila termoacústica	52
Figura 22. Diseños comunes de la pila	54
Figura 25. Esquema de solución del refrigerador termoacústico	66
Figura 26. Dimensiones y geometría de las celdas de la pila	68
Figura 27. Proceso de diseño del refrigerador termoacústico	70
Figura 28. Gráfica de COP vs ls para diferentes posiciones de la pila xs	72

Figura 29. Grafica de H , W , COP vs l_s para $x_s = 0,2 m$	73
Figura 30. Posición y longitud de la pila seleccionada en el resonador	74
Figura 31. Pila termoacústica	75
Figura 32. Efectos de la variación de la profundidad de penetración térmica	76
Figura 33. Efectos de la variación de la relación de bloqueo	77
Figura 34. Efectos en la variación del delta de temperatura en la pila	78
Figura 35. Longitud y diámetro seleccionados para el resonador	80
Figura 36. Intercambiadores de calor hechos en cobre	80
Figura 37. Parlante seleccionado	81
Figura 38. Vista principal del refrigerador termoacústico en Solidworks	82
Figura 39. Sistema de suministro de helio e igualación de presión	84
Figura 40. Distintas partes del refrigerador termoacústico	84
Figura 41. Manufactura del resonador	85
Figura 42. Soldadura con argón	85
Figura 43. Ensamblaje final de refrigerador termoacústico	86
Figura 44. Fieldpoint	87
Figura 45. Software generador de la onda	88
Figura 46. Unidad de control de un Equipo de sonido Sony Mhc-Gn700	89
Figura 47. Compresor de aire	90
Figura 48. Prueba de detección de fugas	91
Figura 49. Interfaz de usuario del fieldpoint en la prueba con helio	92
Figura 50. Grafica Temperatura vs Tiempo (prueba con helio)	94
Figura 51. Grafica Temperatura vs Tiempo (prueba con aire)	96

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO	105
ANEXO B. DESARROLLO DE LAS ECUACIONES DE POTENCIA ACUSTICA Y FLUJO DE CALOR	110
ANEXO C. CARTA DE SELECCIÓN DE DIÁMETRO DE TUBERÍA	116
ANEXO D. CARTA DE SELECCIÓN DE LAP-JOINT	117
ANEXO E. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL NEOPRENO	118
ANEXO F. CONTAMINACIÓN AMBIENTAL DE LOS CLOROFLUOROCARBONADOS	119
ANEXO G. PLANOS DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO	121

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

A	Área [m^2]
a	Velocidad del sonido [m/s]
B	Relación de bloqueo
D	Relación de empuje
d	Diámetro [m]
f	Frecuencia [Hz]
f_k	Función térmica de Rott
f_v	Función viscosa de Rott
H	Flujo de calor [W]
h	Entalpía específica [J/kg]
Im	Parte imaginaria de
j	Unidad imaginaria
K	Conductividad térmica
k	Número de onda [m^{-1}]
l	Mitad del espesor de las placas en la pila [m]
l_s	Longitud de la pila [m]
M	Número de Mach
n	Número de moles
p	Presión [Pa]
Re	Parte real de
r	Radio [m]
S	Entropía [J/K]
T	Temperatura [$^{\circ}K$] o [$^{\circ}C$]

t Tiempo [s]
 U Energía interna
 u Velocidad [m/s]
 W Trabajo, Potencia acústica [W]
 x Posición a lo largo de la propagación del sonido [m]
 x_s Posición de la pila [m]
 y Posición perpendicular a la propagación del sonido [m]
 y_0 Mitad de la distancia de separación entre las placas de la pila [m]

LETRAS GRIEGAS

Γ Gradiente de temperatura normalizado
 β Coeficiente de expansión térmica [K^{-1}]
 γ Relación entre calor específico isobárico y calor específico isocórico
 δ Profundidad de penetración [m]
 Σ Tensor de tensiones viscosas [N/m^2]
 Π Perímetro de la pila [m]
 ε_s Relación de capacidad calórica en la pila
 λ Longitud de onda [m]
 μ Viscosidad dinámica [$Pa \cdot s$]
 ξ Viscosidad segunda [$Pa \cdot s$]
 ρ Densidad [kg/m^3]
 σ Número de Prandtl
 ω Frecuencia Angular [rad/s]
 π 3,14159...

SUBÍNDICES

h Hidráulico

m Media

C Frio

H Caliente

g Gas

s Pila

k Térmico

v Viscoso

n Normalizado

0 Amplitud

1 Primer Orden

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO¹

AUTORES:

CARLOS ANDRÉS PEINADO RODRÍGUEZ

EDGAR JESÚS RODRÍGUEZ MONTERO²

PALABRAS CLAVES:

Refrigeración, Pila, Termoacústica.

DESCRIPCIÓN:

La tecnología de refrigeración es primordial para mantener nuestro estilo de vida y la generación de la comodidad. El uso intensivo de la tecnología está dañando el medio ambiente con el fin de alterar significativamente las condiciones necesarias para una adecuada calidad de vida. Por esta circunstancia, de no aumentar los esfuerzos en el desarrollo de estas nuevas tecnologías, la radiación ultravioleta y otros cambios en el medio ambiente provocarán una amenaza para todos los seres vivos.

La termoacústica es un campo relativamente nuevo de la física que combina la termodinámica, la dinámica de fluidos y la acústica. La ley de gases ideales establece que la presión en un gas es directamente proporcional a la temperatura absoluta, si la presión en un gas aumenta, la temperatura aumenta.

Los refrigeradores termoacústicos son sistemas de refrigeración limpia que utilizan el sonido para generar energía de refrigeración. Se componen principalmente de un altavoz conectado a un resonador acústico (tubo) lleno de un gas amigable con el medio ambiente. En el resonador se encuentran instalados una pila que consiste en una serie de placas paralelas y dos intercambiadores de calor. El altavoz genera una onda acústica estacionaria a la frecuencia de resonancia del resonador, desplazando el gas entre los pequeños canales de la pila mientras éste se comprime y se expande. Los intercambiadores de calor transfieren el calor con los alrededores, en los lados caliente y frío de la pila. A través de la construcción de un modelo funcional se demostrará la eficacia de la termoacústica para la refrigeración moderna.

¹ Trabajo de grado.

² Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: Ing. Omar Gélvez.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF THERMOACOUSTIC REFRIGERATION SYSTEM³

AUTHORS:

CARLOS ANDRÉS PEINADO RODRÍGUEZ

EDGAR JESÚS RODRÍGUEZ MONTERO⁴

KEYWORDS:

Refrigeration, Stack, Thermoacoustic.

DESCRIPTION:

The cooling technology is essential to preserve our lifestyle and the generation of comfort. The intensive use of technology is damaging the environment with the intention to significantly alter the conditions necessary for an adequate quality of life. For this reason, not to increase efforts in developing these new technologies, ultraviolet radiation and other environmental changes will cause a threat to all living.

The thermoacoustic is a relatively new area of physics that combines thermodynamics, fluid dynamics and acoustics. The ideal gas law states that the pressure in a gas is directly proportional to absolute temperature, if the gas pressure increases, the temperature increases.

Thermoacoustic refrigerators are clean cooling systems which use sound to generate cooling power. They consist mainly of a loudspeaker attached to an acoustic resonator (tube) filled with a gas. In the resonator are installed a stack consisting of a number of parallel plates and two heat exchangers. The loudspeaker sustains an acoustic standing wave in the gas at the fundamental resonance frequency of the resonator, moving the gas between the small channels of the stack while compressing and expanding. The heat exchangers exchange heat with the surroundings, at the cold and hot sides of the stack. Through the construction of a functional model will demonstrate the effectiveness of thermoacoustics for modern cooling.

³ Degree work.

⁴ Physical-Mechanical Engineering Faculty, School of Mechanical Engineering, Advisor: Eng. Omar Gélvez.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen distintos sistemas de refrigeración que operan bajo diferentes principios físicos, tales como los termoeléctricos, los termomagnéticos, los termoacústicos y los termomecánicos. Estos últimos son los sistemas más comunes, ya que tienen un mejor desempeño y son más económicos. Sin embargo, operan con fluidos de trabajo nocivos para el medio ambiente y poseen numerosos componentes, lo cual dificulta su construcción, operación y mantenimiento. Esto hace necesario dedicar esfuerzos al desarrollo de sistemas alternativos que suplan estas deficiencias, tales como los termoacústicos que cuentan con un desarrollo notable en algunos países. A pesar de esto, en Colombia y específicamente en la Universidad Industrial de Santander, no se tiene un avance apreciable en este campo.

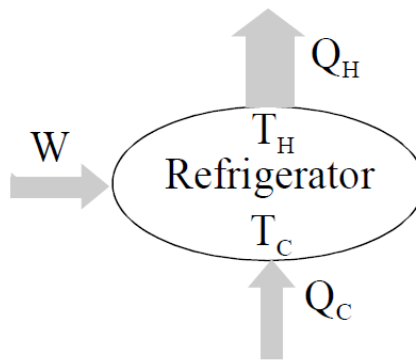
El hecho de que los sistemas termomecánicos sean los más económicos y comercializados, hace que se dediquen mayores esfuerzos a su desarrollo, mejoramiento y optimización. Como consecuencia, se genera un déficit de instalaciones y equipos en las instituciones de educación superior, que permitan realizar estudios e investigaciones en nuevas tecnologías de refrigeración.

De no aumentar los esfuerzos en el desarrollo de estas nuevas tecnologías, en el momento en que los sistemas termomecánicos se vuelvan obsoletos, ya sea por razones ambientales o comerciales, el país se verá obligado a importar nuevas tecnologías de países más desarrollados al no contar con las propias.

1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Consiste en un arreglo mecánico formado por un conjunto de elementos diseñados para desplazar la energía térmica, extrayendo calor desde un sistema de baja temperatura a uno de alta.

Figura 1. Esquema de un sistema de refrigeración



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Según la forma en que se transfiere la energía podemos clasificar los sistemas de refrigeración

- Termomecánicos
- Termoeléctricos
- Termomagnéticos
- Termoacústicos

1.1.1 Sistemas de refrigeración termomecánicos

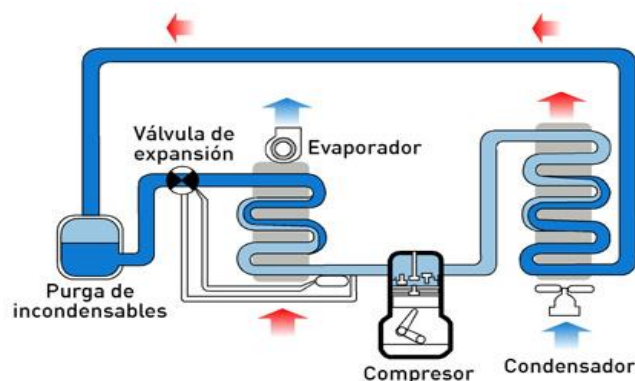
Están basados en la transferencia de la energía mecánica a un fluido de trabajo entre estos se encuentran los sistemas de refrigeración por compresión de gas, compresión de líquidos (absorción) y compresión de vapor, siendo estos últimos los más utilizados.

1.1.1.1 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Es uno de los métodos más utilizados hoy en día, consiste en comprimir un gas refrigerante por medio del suministro de energía mecánica haciendo circular un fluido refrigerante en un circuito cerrado generando zonas de alta y de baja presión y temperatura.

Está compuesto por una serie de elementos básicos como son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. El compresor succiona vapor a baja presión y lo descarga como vapor a alta presión, en el condensador el refrigerante cambia de estado vapor a líquido, expulsando calor al ambiente, luego en la válvula de expansión el líquido a alta presión es estrangulado convirtiéndose en líquido a baja presión y por último en el evaporador el refrigerante extrae el calor de los alimentos o del ambiente a refrigerar pasando de líquido a vapor repitiéndose el ciclo.

Figura 2. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión vapor



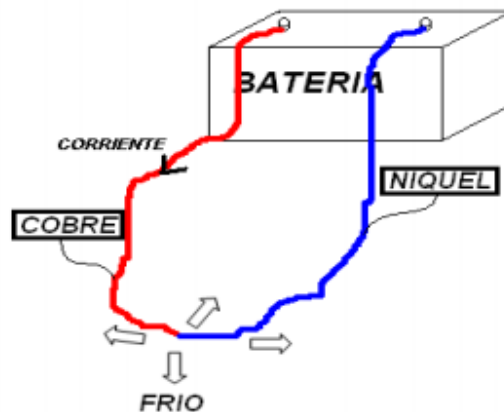
Fuente: Disponible en: <http://conservacionenfrio.wordpress.com/2011/08/02/refrigeracion-por-compresion/>

1.1.2 Sistemas de refrigeración termoeléctricos

1.1.2.1 Efecto Peltier

En el año 1834, un científico aficionado francés llamado Jean Peltier descubrió que el paso de corriente eléctrica a través de dos metales conductores diferentes en una cierta dirección produce un efecto de enfriamiento. Si se invierte la dirección de la corriente eléctrica se obtiene un efecto de calentamiento, diferente al calentamiento de una resistencia eléctrica.

Figura 3. Esquema del efecto Peltier



Fuente: Disponible en: http://www.ingenieria.buap.mx/DOCUMENTOS/REVISTA/REV_11/art_9.pdf

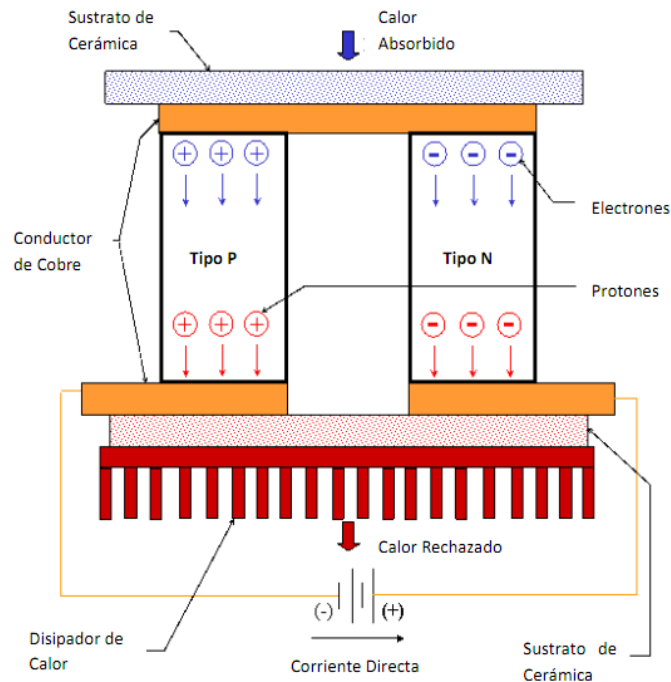
1.1.2.2 Refrigeración termoeléctrica

La refrigeración termoeléctrica es un sistema de conversión directa de una diferencia de potencial eléctrico a una diferencia de potencial térmico, sin pasar por energía mecánica como ocurre con los sistemas convencionales de compresión o absorción. Al tratarse de un sistema completamente estático, sin

partes móviles, y alimentado únicamente por corriente continua, es muy útil en todas aquellas aplicaciones en donde la carga a refrigerar esté en movimiento. Además, a ello se une la ausencia de ruido y es muy utilizada en la refrigeración de equipos electrónicos móviles, refrigeradores clínicos portátiles y en general en todos aquellos sistemas que por diversas razones (movilidad, ruido, etc.) no les son de aplicación los sistemas convencionales de compresión y absorción.

Consiste en la creación de una diferencia térmica a partir de una diferencia de potencial eléctrico. Ocurre cuando una corriente pasa a través de dos metales similares que están conectados entre sí en dos uniones (*uniones Peltier*). La corriente induce una transferencia de calor desde una unión hasta la otra, una unión se enfría mientras que la otra se calienta.

Figura 4. Esquema de un refrigerador termoeléctrico



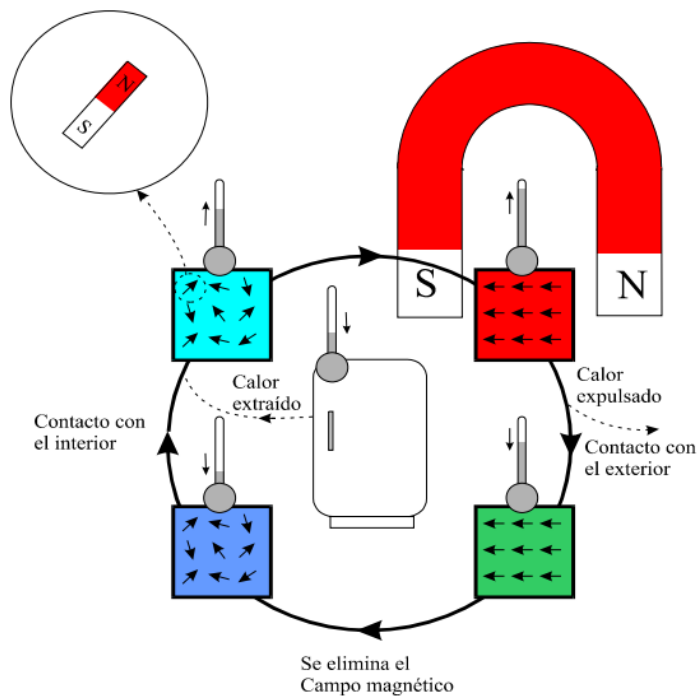
Fuente: Disponible en: http://www.ingenieria.buap.mx/DOCUMENTOS/REVISTA/REV_11/art_9.pdf

1.1.3 Sistema de refrigeración termomagnéticos

Los sistemas de refrigeración termomagnéticos cambian totalmente el principio de enfriamiento utilizado. En vez de gas, usan un sólido magnético (material ferromagnético) y en vez de ciclos de compresión y expansión, ciclos de imanación y desimanación.

La materia está formada por átomos y entre ellos, unos pocos (Cr, Mn, Fe, Co, Ni y otros menos conocidos) tienen momento magnético, es decir, se comportan como imanes atómicos. Normalmente, cada uno de estos imanes está orientado en una dirección al azar, pero si se aplica un campo magnético mediante un electroimán, los momentos magnéticos tienden a alinearse con él, lo que genera un calentamiento, y al ser retirado el campo genera un enfriamiento.

Figura 5. Ciclo de refrigeración termomagnética



Fuente: Disponible en: <http://www.unizar.es/icma/depart/termomag/documents/REFRIGERACION%20MAGNETICA.pdf>

Las etapas se esquematizan en la figura 5 comenzando en la parte superior izquierda en el cuadro color celeste, donde los átomos se encuentran en una

posición aleatoria a temperatura ambiente, al introducir un campo electromagnético los átomos se alinean en dirección de éste y el material se calienta, representado por el cuadro rojo, colocándose en contacto con el medio exterior y manteniendo el campo donde la temperatura disminuye hasta la del ambiente. Luego se elimina el campo magnético produciendo el desalineamiento de los átomos disminuyendo su temperatura, simbolizado por el cuadro azul, colocándose en contacto con el ambiente o medio a refrigerar extrayendo el calor y de esta manera continua repitiéndose el ciclo.

Este proceso se denomina desimanación adiabática⁵ y se emplea desde 1927 para conseguir temperaturas extremadamente bajas en laboratorios, cercanas al cero absoluto.

1.1.4 Sistema de refrigeración termoacústicos

1.1.4.1 Generalidades

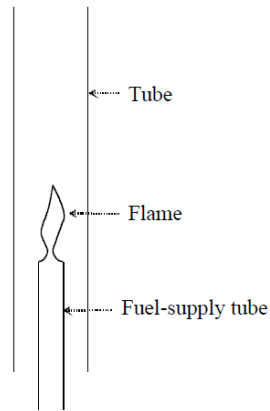
Las tecnologías actuales de refrigeración siguen generando gases de efecto invernadero incrementando el calentamiento global lo cual ha generado la búsqueda de nuevos sistemas de refrigeración. La termoacústica es un campo relativamente nuevo de la física que combina la termodinámica, la dinámica de fluidos y la acústica. La energía mecánica de una onda acústica puede convertirse en energía térmica y viceversa. La refrigeración termoacústica es una alternativa innovadora para la refrigeración a la vez limpia, basándose a la vez de dos principios termodinámicos importantes. En primer lugar, se eleva la temperatura de un gas cuando se comprime y se cae cuando se expande. En segundo lugar, cuando dos sustancias se colocan en contacto directo, el calor fluirá de la sustancia más caliente a la más fría.

⁵ Disponible en Internet: < <http://www.unizar.es/icma/depart/termomag/documents/REFRIGERACION%20MAGNETICA.pdf> >

1.1.4.2 Historia

La generación de las oscilaciones acústicas por el calor se ha observado y estudiado durante más de dos siglos, cuando los sopladores de vidrio notaron por primera vez que una bombilla caliente en el extremo de un tubo fresco producía un sonido tonal.

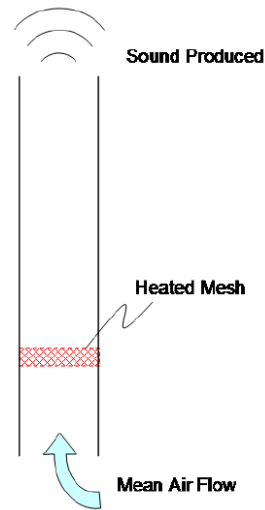
Figura 6. Tubo de Higgins “El canto de las llamas”



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

Byron Higgins hizo las primeras observaciones e investigaciones de las oscilaciones del tipo de tubo de órgano conocido como “el canto de las llamas”, en 1777. Más tarde, en 1859, Rijke, investigó las oscilaciones acústicas en un aparato con la llama de hidrógeno sustituido por una malla de alambre de metal caliente. Encontró que el sonido se produce sólo cuando el tubo estaba en una orientación vertical y la resistencia estaba en la mitad inferior del tubo, lo que indica que el flujo de convección creada por el calentamiento del aire en la tubería fue importante la producción de sonido.

Figura 7. Tubo de Rijke

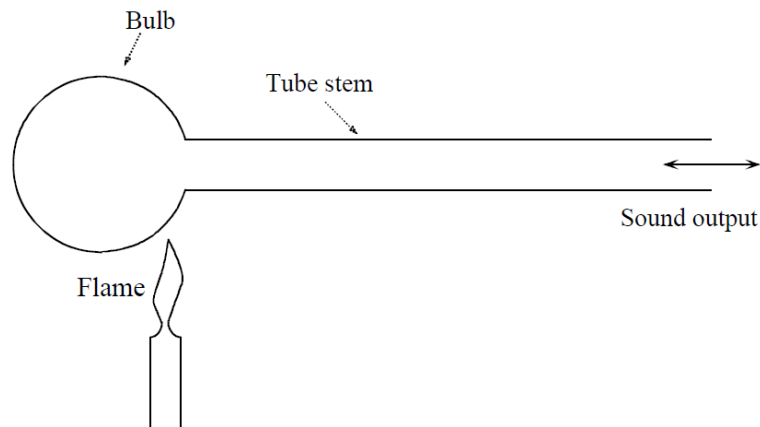


Fuente: Disponible en: http://etd.library.pitt.edu/ETD/available/etd-11132009-152225/unrestricted/ryants_etd2009.pdf

En 1850 Sondhauss experimentó con un tubo cerrado-abierto, calentado por la aplicación de una llama a la bombilla en el extremo cerrado para producir el sonido. Sondhauss exploró la conexión entre la geometría del tubo de resonancia y la frecuencia del sonido producido y se dio cuenta de que la frecuencia de oscilación se relacionaba con la longitud del tubo y el volumen del bulbo en el extremo cerrado. Por otra parte, Sondhauss encontró que el sonido fue más intenso cuando una llama más caliente se aplicó. Sin embargo, Sondhauss no ofreció una explicación de las observaciones⁶.

⁶ Disponible en Internet: < <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf> >

Figura 8. Tubo de Sondhauss



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

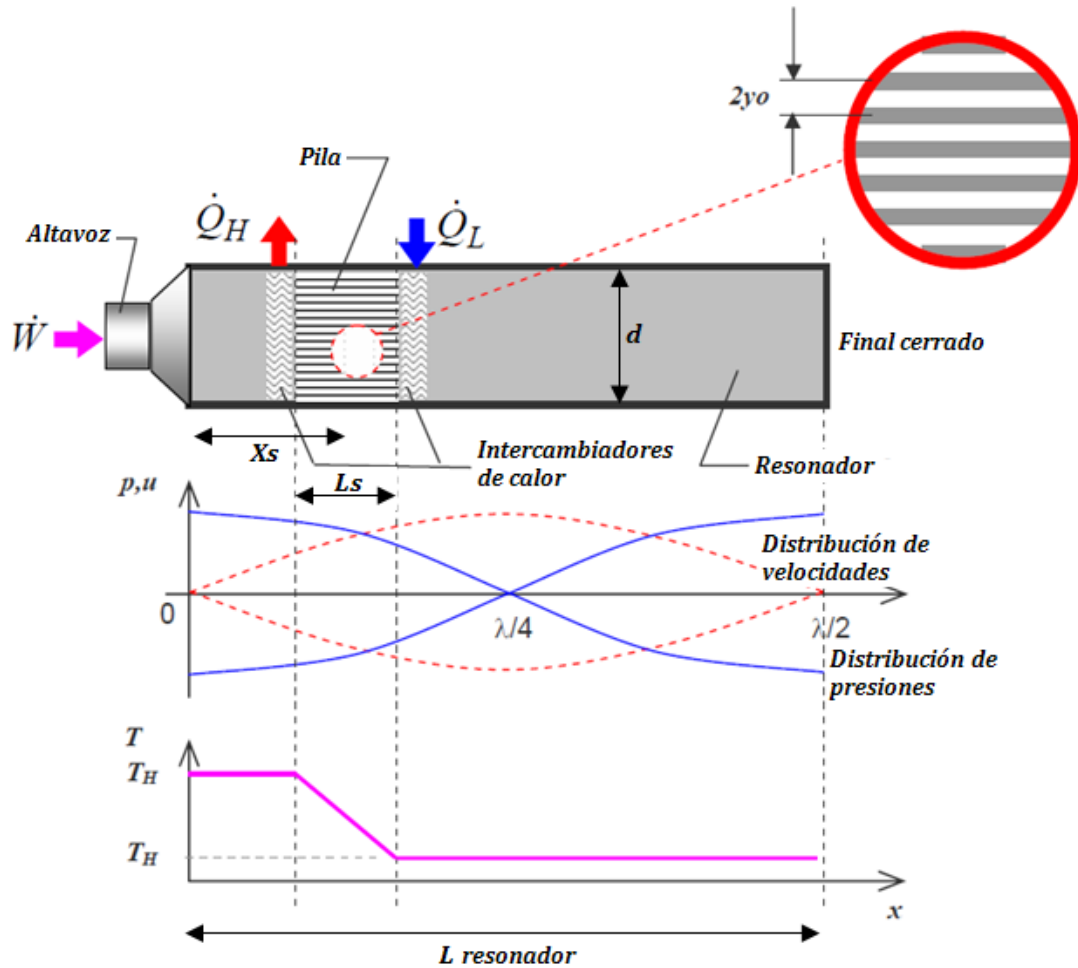
En 1949, Kramers deriva una teoría lineal termoacústica en un intento de explicar el comportamiento del sonido en un tubo con un gradiente de temperatura, sin embargo, los cálculos resultantes no estaban en buen acuerdo con los resultados experimentales, que difieren en varios órdenes de magnitud. Investigaciones de refrigeradores y motores termoacústicos comenzaron en Los Alamos National Laboratory (LANL) en la década de 1980. Wheatley, Swift, y Hofler entre otros son en gran parte responsable de la nueva ola de avances en la práctica con motores termoacústicos y refrigerador. El primero que funcionó plenamente se informó en la tesis doctoral de Hofler, donde un refrigerador de onda termoacústica fue construido e investigado.

1.1.4.3 Ciclo de refrigeración termoacústica

Un sistema de refrigeración termoacústico debe contar básicamente con un tubo resonante, un parlante acoplado a una de sus extremidades, una pila termoacústica que es simplemente un sólido con pequeños canales o poros, dos intercambiadores de calor y un gas de trabajo. Cuando el parlante es excitado por una señal acústica este genera una onda, la cual hace que el fluido de trabajo

se mueva a través de la pila donde la presión, la temperatura y la velocidad varían con el tiempo.

Figura 9. Representación esquemática de un refrigerador termoacústico

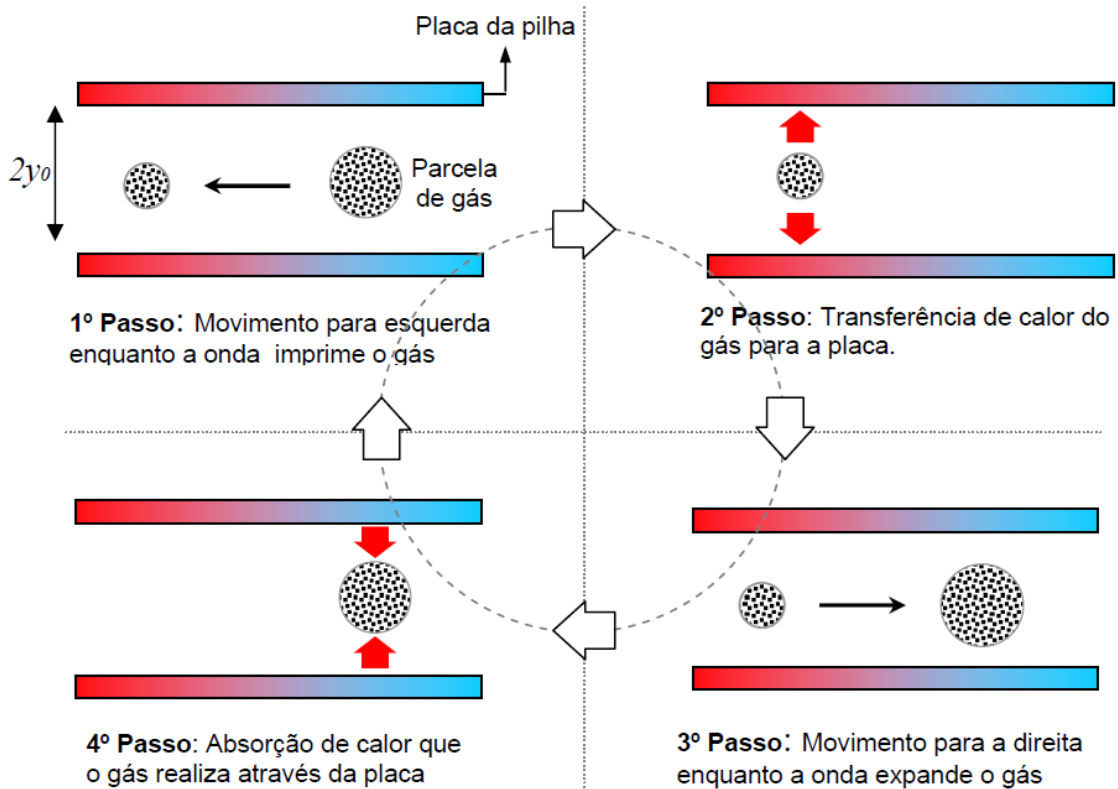


Fuente: Disponible en: http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/ARTIGO_CIAR_Termoacustica.pdf

Como se muestra en la figura 10, podemos describir el ciclo termoacústico, considerando que una porción de gas se mueve hacia la izquierda. Su temperatura aumenta con el aumento de la presión y después pierde velocidad, en el momento de cambiar la dirección de su movimiento, el gas caliente libera calor dentro de la pila. Durante la próxima mitad del ciclo una porción de gas se

mueve hacia la derecha y se expande, quedando con la capacidad de absorber calor.

Figura 10. Representación de los procesos de refrigeración por efecto termoacústico en la pila



Fuente: Disponible en: http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/ARTIGO_CIAR_Termoacustica.pdf

Primer proceso (Compresión Adiabática): El altavoz emite la onda de sonido en el tubo de resonancia realizando trabajo en la pila, moviendo el gas de la parte fría de la pila a la parte caliente es decir del lado derecho al lado izquierdo de la pila. Al realizar este movimiento las partículas de gas se comprimen, por lo tanto la presión inicial y la temperatura inicial del gas se incrementaran a una presión y temperatura final sin que exista flujo de calor a las paredes de la pila.

Segundo Proceso (Transferencia de Calor): En este momento una porción de gas está a una temperatura mayor que la placa cercana en el lado izquierdo de la pila, ocasionando una transferencia de calor del gas hacia la pila. Ese proceso causa una disminución de temperatura ΔT y un aumento de volumen de las partículas del gas.

Tercer Proceso (Expansión Adiabática): Debido al movimiento oscilante del gas causado por la onda, una porción de gas se mueve hacia la parte fría de la pila, es decir hacia la derecha, disminuyendo su presión a medida que se desplaza a la zona de baja presión en la parte derecha de la pila.

Cuarto Proceso (Transferencia de Calor): En esta última fase el calor se transfiere de la placa a la partícula de gas, porque se encuentra a una temperatura mas baja que la de la placa. La presión del gas disminuye y el volumen se incrementa con el trabajo realizado por la onda. Así, el gas vuelve a su estado inicial, cerrando el ciclo. Este proceso tiene como finalidad la transferencia de calor desde el lado más frío a la parte más caliente del refrigerador promoviendo así el ciclo de refrigeración.

2. CONCEPTOS BASICOS DE TERMOACÚSTICA

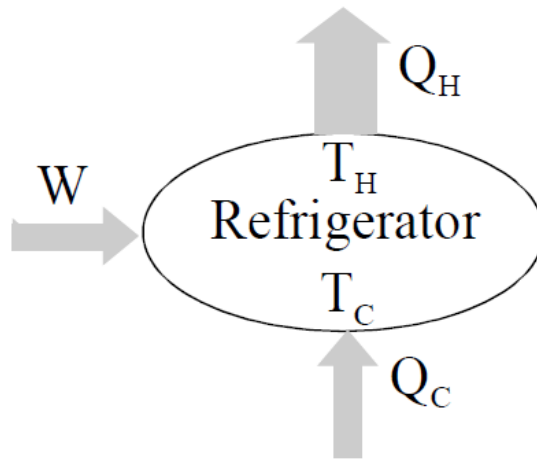
La termoacústica es un campo relativamente nuevo de la física que combina la termodinámica, la dinámica de fluidos y la acústica. La ley de gases ideales establece que la presión en un gas es directamente proporcional a la temperatura absoluta, o, como la presión en un gas aumenta, la temperatura aumenta. En una escala microscópica, las partículas de gas en un sistema chocarán con mayor frecuencia si la temperatura se aumenta o si el volumen se reduce. Los ciclos termodinámicos básicos se basan en esta relación entre la temperatura y de presión.

2.1 TERMODINÁMICA APLICADA A LA TERMOACÚSTICA

2.1.1 Rendimiento termodinámico

La energía que fluye dentro y fuera de los sistemas termodinámicos es controlada por la primera y la segunda ley de la termodinámica. Desde el punto de vista termodinámico, los motores principalmente son dispositivos que, por ciclo, usan el calor Q_H desde una fuente a alta temperatura T_H y rechazan el calor residual a una fuente a baja temperatura T_C , para generar trabajo W . Por otro lado, los refrigeradores y bombas de calor son dispositivos que usan trabajo W para remover calor Q_C a una temperatura T_C y rechazar Q_H a una alta temperatura T_H . Este dispositivo es mostrado en la figura 11.

Figura 11. Esquema de un refrigerador



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

La primera ley de la termodinámica es una declaración de la conservación de la energía: la tasa de aumento o disminución de la energía interna \dot{U} de un sistema termodinámico de volumen V es igual a la suma algebraica de los flujos de calor y entalpía dentro del sistema, menos el trabajo realizado por el sistema en el entorno.

$$\dot{U} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{n} H_m - p\dot{V} + P$$

En la anterior ecuación \dot{n} es el flujo molar de materia en el sistema, \dot{H}_m es la entalpía molar y P representa otras formas de trabajo realizadas en el sistema. Las sumatorias son alrededor de diversas fuentes de calor y masa en contacto con el sistema. Las transferencias hacia el interior del sistema son positivas y aquellas hacia afuera del sistema son negativas.

La segunda ley de la termodinámica limita el intercambio de calor y trabajo en sistemas termodinámicos. Esta ley establece que la tasa de variación de la entropía de un sistema termodinámico es igual a la suma algebraica de la

variación de entropía debido a los flujos de calor, debido a los flujos de masas, y debido a la producción de entropía irreversible en el sistema.

$$\dot{S} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum \dot{n} S_m + \dot{S}_i$$

Con el hecho de que no hay flujo de masa dentro o fuera del sistema, la primera ley y la segunda, toman una forma sencilla.

$$\dot{U} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_H + \dot{W},$$

$$\dot{S} = \frac{\dot{Q}_C}{T_C} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \dot{S}_i$$

Las anteriores ecuaciones integradas en un ciclo y haciendo uso de que U y S son funciones de estado las cuales no cambian alrededor de un ciclo, obtenemos:

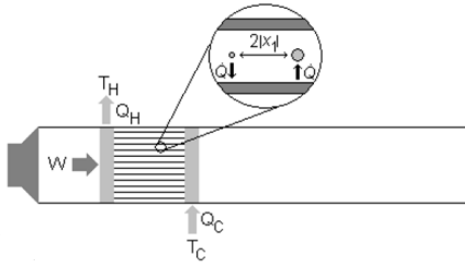
$$Q_H = Q_C + W,$$

$$\frac{Q_H}{T_H} = \frac{Q_C}{T_C} + S_i$$

2.1.2 Coeficiente de Rendimiento Termodinámico

En un refrigerador estamos interesados en el calor extraído Q_C , en una baja temperatura T_C y el trabajo neto W para lograr este efecto como lo muestra la figura 12.

Figura 12. Esquema de un refrigerador termoacústico



Fuente: Disponible en: <http://documents.vsect.chalmers.se/CPL/exjobb2007/ex2007-034.Pdf>

El *COP* (*Coefficient of Performance*), a menudo referido como el rendimiento, no tiene en cuenta cualquier potencia de entrada suministrada por el medio ambiente y, por tanto, no debe confundirse con la eficiencia termodinámica del dispositivo. En el caso de la pila termoacústica, la potencia de entrada requerida \dot{W} es suministrada como potencia acústica por el altavoz, por lo que puede ser calculada mediante la siguiente relación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C}$$

El *COP* de Carnot es el rendimiento máximo que cualquier refrigerador pueda alcanzar, por lo tanto:

$$COP \leq COP_{CARNOT} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

2.2 ACUSTICA

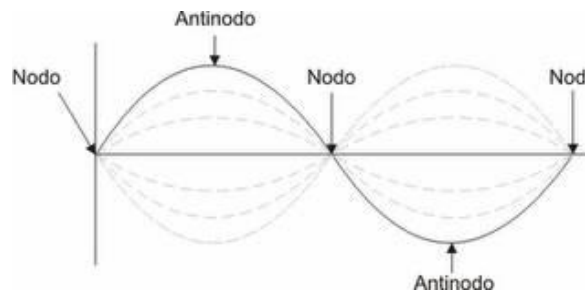
Una onda es una perturbación que avanza o que se propaga en un medio material o incluso en el vacío. Cuando estas ondas necesitan de un medio material, se llaman *ondas mecánicas*. Un cuerpo al vibrar imprime un movimiento de vaivén (oscilación) a las moléculas de aire que lo rodean, haciendo que la presión del aire se eleve y descienda alternativamente. Estos

cambios de presión se transmiten por colisión entre las moléculas de aire y la onda sonora es capaz de desplazarse hasta nuestros oídos.

2.2.1 Onda Estacionaria

Una onda estacionaria se forma por la interferencia de dos ondas de la misma naturaleza con igual amplitud, longitud de onda (o frecuencia) que avanzan en sentido opuesto a través de un medio. Las ondas estacionarias permanecen confinadas en un espacio (cuerda, tubo con aire, membrana, etc.).

Figura 13. Onda Estacionaria



Fuente: Disponible en: <http://fisica5dfrecuencia.blogspot.com/2010/09/ondas-estacionarias.html>

La amplitud de la oscilación para cada punto depende de su posición, la frecuencia es la misma para todos y coincide con la de las ondas que interfieren.

La primera condición para el buen funcionamiento de los refrigeradores termoacústicos es que el altavoz mantenga una onda acústica. Esto significa que el altavoz compensa la energía absorbida en el sistema.

Una onda estacionaria pura tiene una diferencia de fase de 90° en el espacio entre la presión y la velocidad. Dado que una onda estacionaria no viaja, no hay velocidad neta de la partícula. La intensidad acústica es el producto de la presión y la velocidad de la partícula. Dado que una onda estacionaria no tiene velocidad de partícula, no hay intensidad acústica por lo que no tiene potencia acústica.

En los dispositivos termoacústicos sin embargo, no existen ondas estacionarias puras. Cuando una onda pasa la pila, un cambio de presión se produce debido a la transferencia de calor y las pérdidas en la pila. La onda reflejada ahora tiene más o menos la energía de la onda incidente y se produce la interferencia imperfecta. Esta interferencia imperfecta da lugar a un desplazamiento pequeño de fase, ya que en lugar de una diferencia de fase de 90° entre la presión y la velocidad, la diferencia ahora estará entre 85° y 95° , proporcionando algo de velocidad real y dándoles una pequeña cantidad de potencia acústica. La combinación de una onda plana viajando hacia la derecha y la onda reflejada en el extremo cerrado del tubo genera una onda estacionaria.

2.2.2 Frecuencia de Resonancia

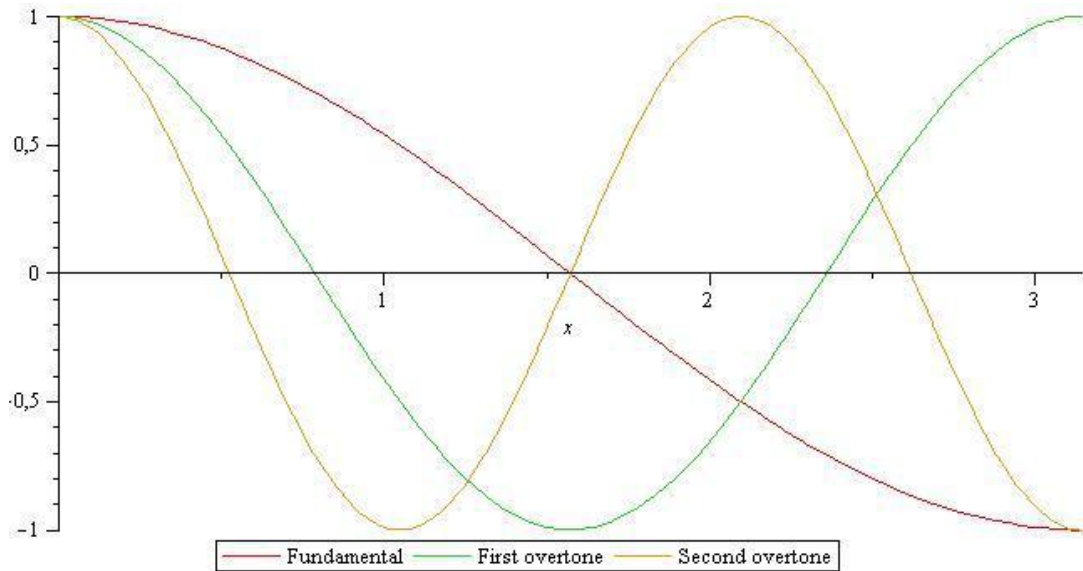
La frecuencia de la onda estacionaria acústica viene determinada por el tipo de gas, la longitud del resonador y las condiciones de contorno. Hay frecuencias especiales en que se produce la interferencia y estas frecuencias son llamadas frecuencias de resonancia. La resonancia es la tendencia de un sistema a oscilar en mayor amplitud.

Cuando el amortiguamiento es pequeño, la frecuencia de resonancia es aproximadamente igual a la frecuencia natural del sistema, que es una frecuencia de vibraciones no forzadas. Las frecuencias de resonancia para un tubo con dos extremos cerrados esta dada por

$$f = N * \frac{a}{\lambda}$$

donde a corresponde a la velocidad del sonido en el medio en el cual se este analizando y λ es la longitud de onda. Para $N = 1$ obtenemos la frecuencia fundamental o también llamada primer modo de vibración, y para $N > 1$ los sobretonos. Para generar más potencia acústica en un dispositivo termoacústico, el dispositivo debe funcionar a su frecuencia de resonancia fundamental.

Figura 14. Frecuencia fundamental y dos primeros sobretonos



Fuente: Disponible en: http://fridh.nl/wp-content/2010/09/2010-06-01_report_final.pdf

2.2.3 Presión Acústica

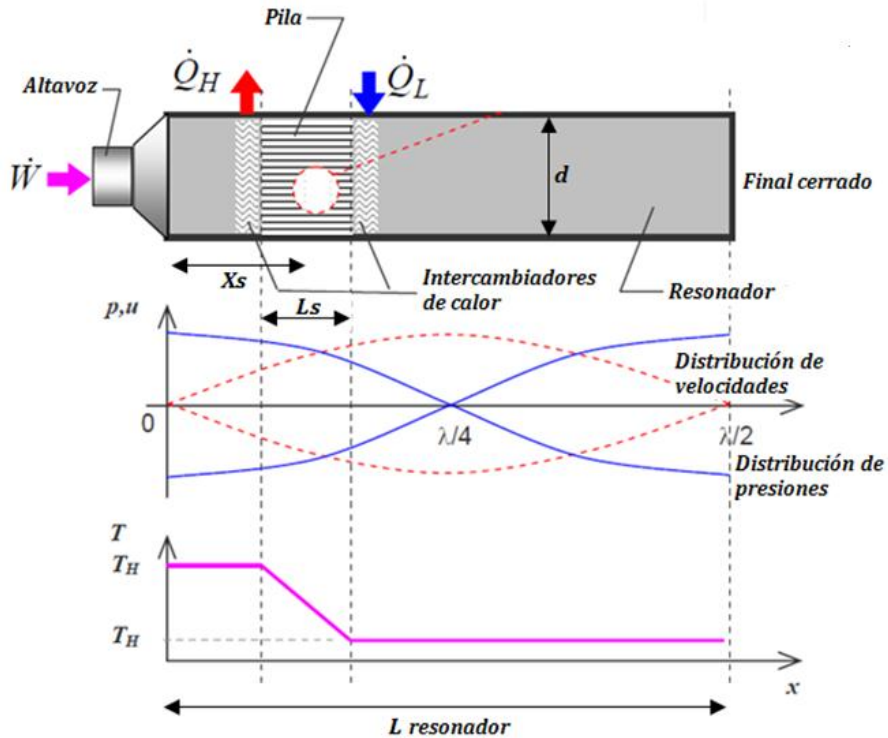
Para ilustrar la acústica, consideramos que la pila y los intercambiadores de calor no tienen ningún efecto sobre el campo acústico en el tubo. El parlante provoca una onda a lo largo de la dirección x . La combinación de una onda viajera plana a la derecha y la onda reflejada en el extremo cerrado del tubo genera una onda estacionaria. La presión acústica en el tubo es dada por:

$$p(x, t) = p_1(x) \sin \omega t,$$

$$p_1(x) = p_0 \cos kx$$

donde p_0 es la amplitud de presión en los antinodos de presión de la onda estacionaria, ω es la frecuencia angular de la onda, k es el número de onda.

Figura 15. Distribución de velocidades y de presiones en el refrigerador



Fuente: Disponible en: http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/ARTIGO_CIAR_Termoacustica.pdf

Por integración de la segunda ley de Newton (aproximación acústica),

$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x}$ la velocidad de la partícula de gas es:

$$u(x, t) = u_1(x) \cos \omega t,$$

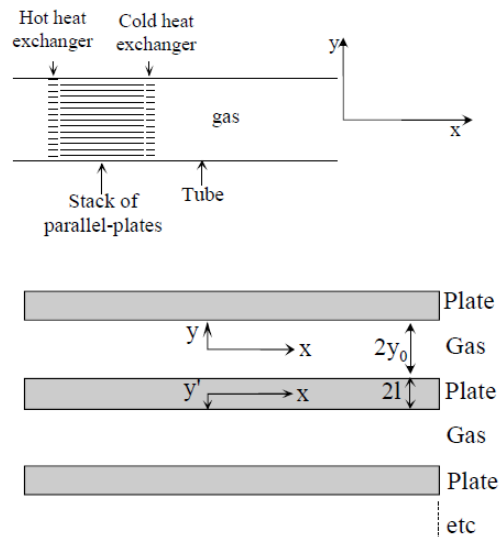
$$u_1(x) = \frac{p_0}{\rho_m a} \sin kx \quad ; \quad k = \frac{\omega}{a} = \frac{2\pi}{\lambda}$$

Por el hecho de que $\sin kx$ es cero, donde $\cos kx$ es máxima y viceversa, se deduce que los antinodos de presión son siempre los nodos de velocidad, y viceversa; la presión y la velocidad están espacialmente desfasados 90 grados.

2.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES PARA LA PILA TERMOACÚSTICA

Se considera una pila de placas paralelas colocada en un resonador lleno de gas. Los placas tienen un espesor de $2l$ y un espaciamiento de gas de $2y_0$. La geometría usada para obtener y analizar las ecuaciones de termoacústica es mostrada en la figura 16.

Figura 16. Geometría usada para analizar las expresiones termoacústicas



Fuente: Disponible en: <http://documents.vsect.chalmers.se/CPL/exjobb2007/ex2007-034.Pdf>

El eje x esta a lo largo de la dirección de la vibración acústica, el eje y perpendicular a los planos de las placas paralelas con $y = 0$ en el centro de la capa de gas y $y = y_0$ en el limite gas-solido. Un eje y' es considerado para la placa con $y' = 0$ en el centro de la placa, $y' = l$ en el limite.

2.3.1 Ecuación de Rott

La física fundamental relacionada con termoacústica es descrita por Navier-Stokes, la ecuación de continuidad y las ecuaciones de energía

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \left(\xi + \frac{\mu}{3} \right) \nabla (\nabla \cdot \mathbf{v}),$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[\rho \mathbf{v} \left(\frac{1}{2} v^2 + h \right) - K \nabla T - \mathbf{v} \cdot \Sigma \right],$$

donde ρ es la densidad, \mathbf{v} es la velocidad, p es la presión, μ y ξ son viscosidad dinámica (corte) y viscosidad segunda (volumen), respectivamente; K es la conductividad térmica del gas, ϵ y h son energía interna y entalpia por unidad de masa, respectivamente, y Σ es el tensor de tensiones viscosas, con componentes

$$\Sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) + \xi \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k}$$

La temperatura en las placas es dada por la ecuación de conducción

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \nabla^2 T_s$$

donde K_s es la conductividad térmica, ρ_s es la densidad y c_s es el calor específico por unidad de masa del material de la pila. Las temperaturas en la placa y en el gas son representadas en la interfaz solido-gas donde la continuidad de temperatura y flujos de calor son restringidos. Estas condiciones son respectivamente, expresadas como

$$T_1(y_0) = T_{s1}(l) = T_b$$

$$K \left(\frac{\partial T_1}{\partial y} \right)_{y_0} = -K_s \left(\frac{\partial T_{s1}}{\partial y'} \right)_1$$

donde el subíndice 1 indica el primer-orden en la perturbación. Para el primer orden, la componente x de la ecuación de momento puede ser reescrita de la forma

$$j\omega \rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \left(\xi + \frac{\mu}{3} \right) \frac{\partial}{\partial x} (\nabla \cdot \mathbf{v}_1)$$

donde u_1 es la componente en x de v_1 . Dado que δ_v y c son cantidades dependientes de (x) y (y) respectivamente, y $\delta_v \ll \lambda$. Esto significa que $\partial/\partial x$ comparada con $\partial/\partial y$ puede ser simplificada debido a que es muy pequeña. De esta manera, la anterior ecuación de momento se reduce a la siguiente forma

$$j\omega\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2}$$

Con la condición de frontera $u_1(y_0) = 0$, la solución u_1 de esta ecuación puede ser escrita como la suma de la solución homogénea y la solución particular. La solución es

$$u_1(x, y) = \frac{j}{\rho_m \omega} \left(\frac{dp_1}{dx} \right) \left[1 - \frac{\cosh \left[\frac{1+j}{\delta_v} y \right]}{\cosh \left[\frac{1+j}{\delta_v} y_0 \right]} \right]$$

donde δ_v es la profundidad de penetración viscosa.

La ecuación de conducción de primer orden queda expresada de la siguiente forma

$$j\omega T_{s1} = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 T_{s1}}{\partial y'^2}$$

Usando la condición de frontera que señala la relación de las temperaturas en la placa y en el gas con la interfaz solido-gas, anteriormente descrita, obtenemos para la ecuación de conducción de primer orden la siguiente solución

$$T_{s1}(x, y') = \frac{\varepsilon_s}{(1 + \varepsilon_s)} \left[\frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{dT_m}{dx} \left(\frac{dp_1}{dx} \right) \left(\frac{1}{\sigma - 1} \right) \left(1 - \frac{f_v}{\sigma f_k} \right) \right] \frac{\cosh(\alpha_s y')}{\cosh(\alpha_s l)}$$

$$f_v = \frac{\tanh(\alpha_v y_0)}{\alpha_v y_0}, \quad \alpha_v = \frac{(1+j)}{\delta_v}$$

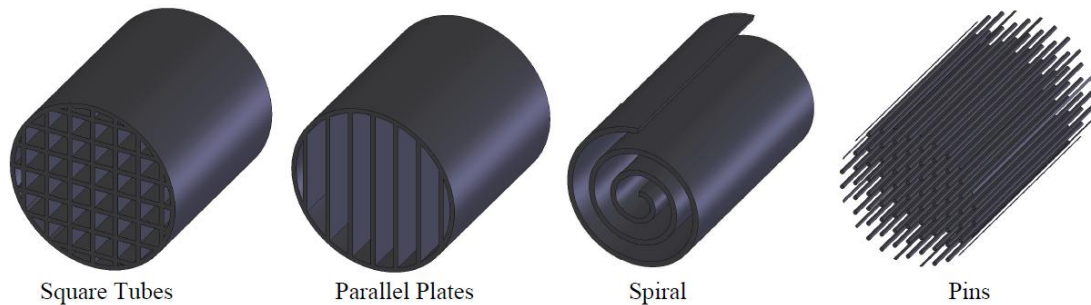
$$f_k = \frac{\tanh(\alpha_k y_0)}{\alpha_k y_0}, \quad \alpha_k = \frac{(1+j)}{\delta_k}$$

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{K \rho_m c_p} \tanh(\alpha_k y_0)}{\sqrt{K_s \rho_s c_s} \tanh(\alpha_s l)}, \quad \alpha_s = \frac{(1+j)}{\delta_s}$$

donde δ_k es la profundidad de penetración térmica del gas, δ_s es la profundidad de penetración térmica del sólido, y σ es el número de Prandtl. La geometría de la pila es expresada como la función f_k , la cual también es llamada función de Rott.

Las geometrías en los canales de la pila pueden ser de las siguientes formas: placas paralelas, poros circulares, poros rectangulares, pin array, poros triangulares y en espiral. La geometría de la pila es expresada en función de la función de Rott.

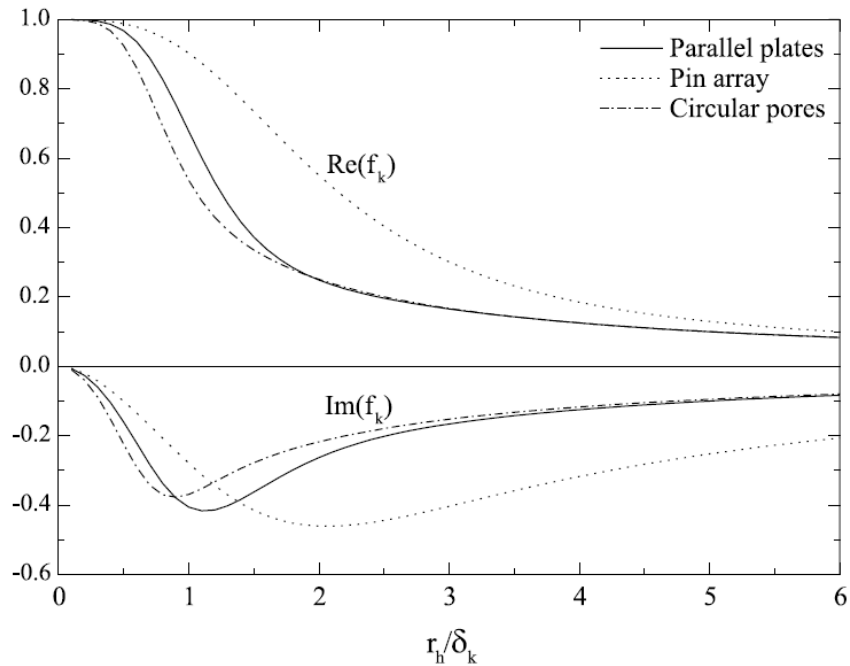
Figura 17. Diseños comunes de la pila



Fuente: Disponible en: http://www.msoe.edu/academics/research_centers/reu/pdf/2007/Design%20and%20Testing%20of%20Rapid%20Prototyped%20Stacks%20for%20Thermoacoustic%20Applications.pdf

El radio hidráulico r_h es definido como la relación del área transversal y el perímetro del canal de la pila.

Figura 18. Partes real e imaginaria de la funcion de Rott



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

La anterior grafica nos muestra que las mejores pilas termoacústicas son las de pin array, pero estas son muy difíciles de fabricar.

2.3.2 Ecuación de onda de Rott

Las siguientes ecuaciones muestran la ecuación de momento y de continuidad sin las pérdidas ordinarias de la acústica

$$\frac{dp_1}{dx} = -j\omega\rho_m u_1$$

$$\frac{du_1}{dx} = -j\omega \frac{1}{\gamma p_m} p_1$$

donde p_1 es la presión oscilante, γ es la relación de calor específico de isobárico a isocórico y u_1 es la velocidad de la partícula oscilante. La versión de la ecuación

de momento y de continuidad respectivamente, en termoacústica puede ser expresada como

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{j\omega\rho_m}{1-f_v}u_1$$

$$\frac{du_1}{dx} = -j\omega\frac{1}{\gamma p_m}[1+(\gamma-1)f_k]p_1 + \frac{(f_k-f_v)}{(1-f_v)(1-\sigma)}\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}u_1$$

Combinando las anteriores ecuaciones nos da como resultado la ecuación de onda de Rott

$$[1+(\gamma-1)f_k]p_1 + \frac{\gamma p_m}{\omega^2}\frac{d}{dx}\left(\frac{1-f_v}{\rho_m}\frac{dp_1}{dx}\right) - \frac{a^2}{\omega^2}\frac{f_k-f_v}{1-\sigma}\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}\frac{dp_1}{dx} = 0$$

Esta es la ecuación de onda para p_1 en presencia de un gradiente de temperatura dT_m/dx en la pila. Esta fue obtenida por Rott primero para un gas ideal y una pila ideal.

2.3.3 Potencia acústica usada en un segmento de la pila

Swift desarrolló una expresión para la potencia total en la pila termoacústica (ver anexo B). El trabajo W requerido se relaciona con la potencia acústica usada o absorbida por la pila por unidad de longitud.

$$\begin{aligned} \frac{dW}{dx} = & -\frac{A_g}{2}\left(\frac{\omega\rho_m\text{Im}[-f_v]}{|1-f_v|^2}|\langle u_1 \rangle|^2 + \frac{\omega(\gamma-1)\text{Im}[-f_k]}{\gamma p_m}|p_1|^2\right) \\ & + \frac{A_g}{2}\frac{1}{(1-\sigma)T_m}\frac{dT_m}{dx}\text{Re}\left[\frac{(f_k-f_v)}{(1-f_v)}\tilde{p}_1\langle u_1 \rangle\right] \end{aligned}$$

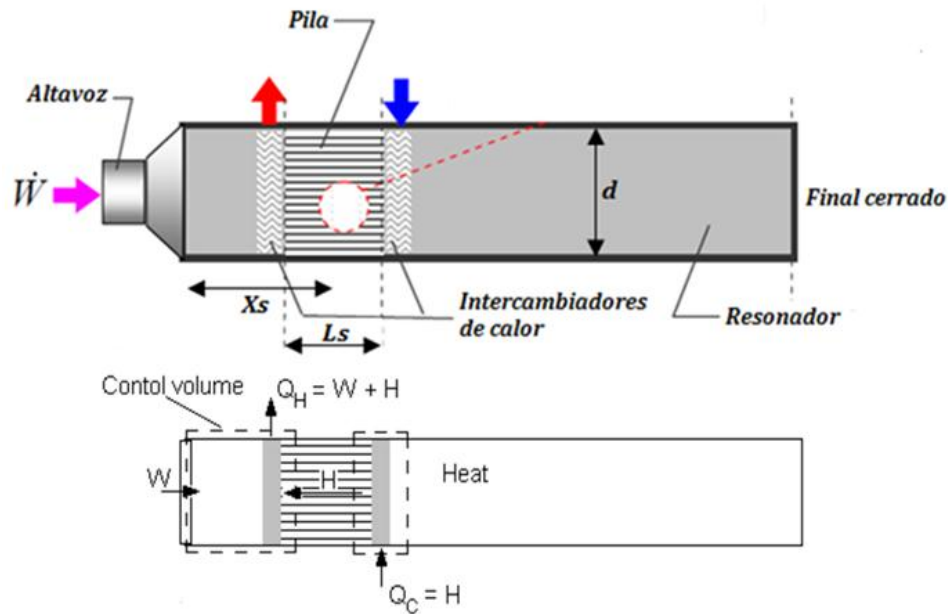
Los dos primeros términos, son los términos de la viscosidad y disipación de relajación térmica, respectivamente. Estos dos términos siempre están presentes cada vez que una onda interactúa con una superficie sólida, y tienen un efecto disipativo en termoacústica. El tercer término en la ecuación de potencia contiene el gradiente de temperatura dT_m/dx . Este término puede

absorber (refrigerador) o producir energía acústica (motor) dependiendo de la magnitud del gradiente de temperatura a lo largo de la pila.

2.3.4 Flujo de energía en la pila

Consideramos que el refrigerador termoacústico es impulsado por un parlante. Suponemos que el refrigerador está aislado térmicamente de los alrededores, excepto en los dos intercambiadores de calor, por lo que el calor se pueden intercambiar con el mundo exterior sólo a través de los dos intercambiadores de calor. Swift desarrolló una expresión para el flujo de energía en la pila termoacústica (ver anexo B).

Figura 19. Flujo de energía en la pila



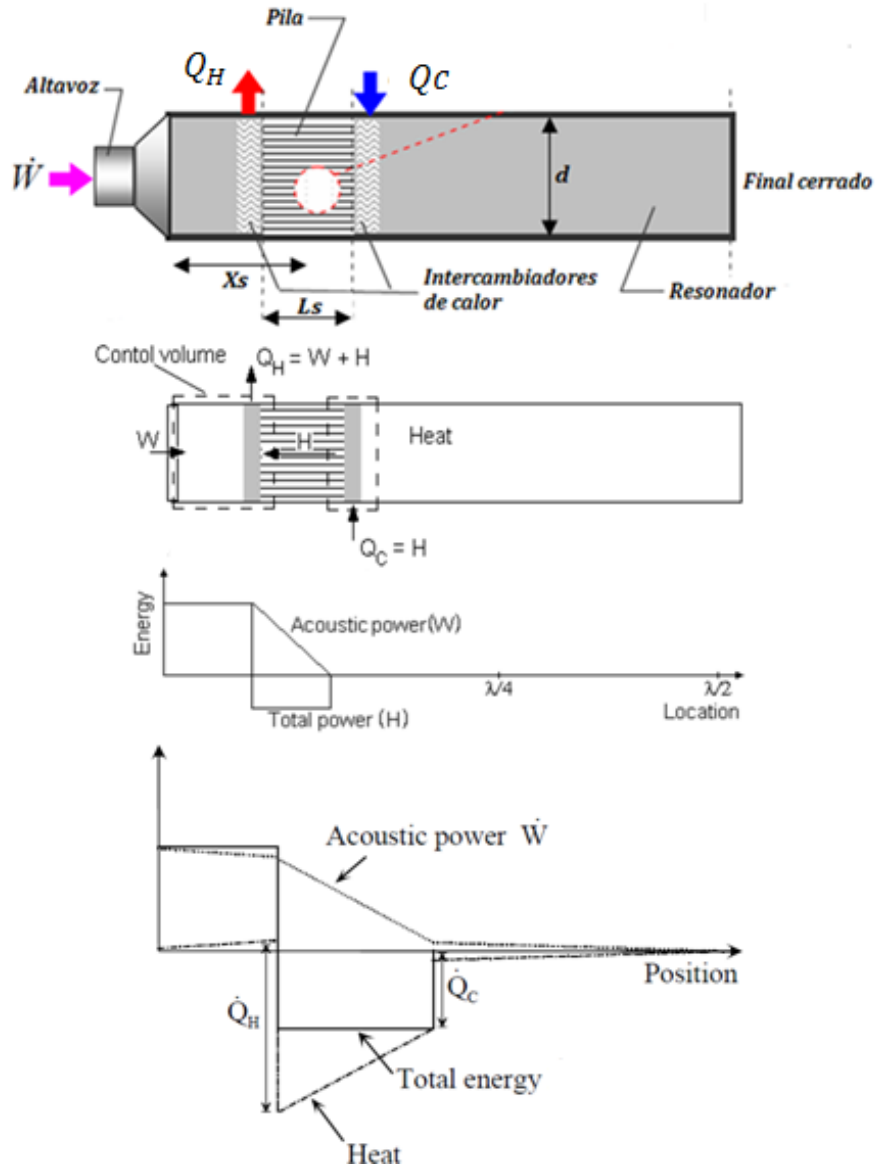
Fuente: Disponible en: <http://documents.vsect.chalmers.se/CPL/exjobb2007/ex2007-034.Pdf>

$$H = \frac{A_g}{2} \operatorname{Re} \left[p_1 \langle \tilde{u}_1 \rangle \left(1 - \frac{f_k - \tilde{f}_v}{(1 + \sigma)(1 - \tilde{f}_v)} \right) \right] + \frac{A_g \rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|^2}{2\omega(1 + \sigma^2) |1 - \tilde{f}_v|^2} \operatorname{Im} [f_k + \sigma \tilde{f}_v] \frac{dT_m}{dx} - (A_g K + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx}$$

La potencia acústica es constante desde el parlante hacia el lado izquierdo de la pila, se reduce a cero en la pila debido a que la energía acústica es absorbida y es constante en cero desde el lado derecho de la pila hasta el final del resonador. Dentro de la pila, el flujo de calor crece a partir de Q_c en el extremo derecho de la pila hasta Q_h en el extremo izquierdo. Las dos discontinuidades en el flujo de calor están en los dos intercambiadores de calor a T_c y T_h , debido a que se levanta o disminuye discontinuamente conforme el calor es suministrado y extraído por los intercambiadores.

El calor Q_c suministrado al intercambiador de calor frío es igual al flujo de energía total en la pila (H), y el calor extraído del intercambiador de calor caliente es la suma del flujo de energía total en la pila (H) y la potencia acústica (W) absorbida en la pila. El flujo de calor se eleva, mientras que la potencia acústica se reduce, por lo que la conservación de la energía se mantiene.

Figura 20. Flujo total de energía en la pila



Fuente: El autor

2.4 GAS DE TRABAJO

La elección del gas involucra varios factores como la potencia, eficiencia y costo. Parámetros como la profundidad de penetración térmica y viscosa, y el número de Prandtl, son importantes tenerlos en cuenta. El flujo de energía se relaciona con el gas como $H \propto \rho_m a A$, por lo tanto un gas en el cual el sonido tenga una alta velocidad es deseado. Una alta conductividad térmica es deseada para disminuir

la conducción de calor a través de la pila y también se desea minimizar los efectos viscosos.

2.4.1 Profundidad de penetración

La profundidad de penetración térmica y viscosa son longitudes perpendiculares a las oscilaciones del gas. A una distancia mucho mayor que la profundidad de penetración térmica de la frontera sólida, el gas no entra en contacto térmico con los límites sólidos. Cerca de un contorno sólido el desplazamiento de las partículas de gas es muy pequeño y los efectos viscosos son fuertes. La profundidad de penetración térmica δ_k y viscosa δ_v son definidas como

$$\delta_k = \sqrt{\frac{K}{\pi f \rho_m c_p}}$$
$$\delta_v = \sqrt{\frac{\mu}{\pi f \rho_m}}$$

donde K es la conductividad térmica del gas, μ es la viscosidad dinámica, c_p es el calor específico, ρ_m es la densidad media y f es la frecuencia de operación. La densidad media ρ_m es proporcional a la presión media estática p_m , es decir, a una alta presión media estática se disminuye δ_k y δ_v .

2.4.2 Número de Prandtl

El número de Prandtl es un parámetro adimensional que describe la relación entre los efectos viscosos y térmicos, siendo definido como

$$\sigma = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k}\right)^2 = \frac{\mu c_p}{K}$$

Se desea mantener la relación tan bajo como sea posible para minimizar los efectos viscosos.

2.5 COMPONENTES FISICOS

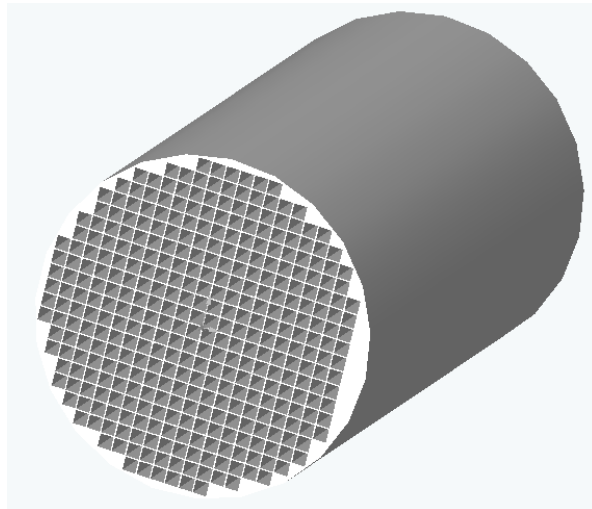
La elección de los distintos componentes físicos que hacen parte del refrigerador involucra distintos problemas como la fabricación, eficiencia y elección de propiedades de materiales. Los espacios pequeños en la pila y la fabricación de los intercambiadores de calor implican todo un reto.

2.5.1 Pila

El corazón del refrigerador termoacústico es la pila, la cual se convierte en el lugar donde el proceso de extracción de calor ocurre debido a los procesos de compresión y expansión del gas. La pila debe tener una alta capacidad calorífica y baja conductividad térmica K_s y también debería minimizar la disipación de trabajo acústico.

Como el propósito principal del refrigerador termoacústico es mover el calor de un extremo de la pila a otro, el calor en la dirección opuesta (desde el extremo caliente al extremo frío) resulta en una reducción de la eficiencia.

Figura 21. Pila termoacústica



Fuente: Disponible en: <http://149.106.193.12/~tillotsb/pictures2.html>

2.5.1.1 Material de la pila

Debido a las propiedades térmicas los materiales cerámicos y plásticos se eligen a menudo como material de la pila. Normalmente, el proceso de manufactura del material de la pila es una consideración importante debido a que los canales son generalmente muy pequeños y difíciles de crear sin fracturar el material. Materiales cerámicos, sobre todo, son generalmente frágiles y muy difíciles de mecanizar. En consecuencia, la cerámica no se utiliza a menudo en aplicaciones termoacústica a menos que puedan ser producidos en la configuración apropiada.

2.5.1.2 Tamaño de los poros

El tamaño de los poros depende de la profundidad de penetración térmica. Los poros deben ser diseñados de modo que el gas de trabajo y las paredes de la pila puedan transferir el calor tan eficazmente como sea posible. A tal fin, los poros deben ser lo más pequeño posible para que mas cantidad de gas se encuentre entre la profundidad de penetración térmica de la pared de la pila, lo que resulta en un buen contacto térmico entre las paredes de la pila y el gas. Los pequeños poros crean una mayor superficie donde se producen pérdidas y puede causar turbulencia, lo que altera el campo acústico. Estos factores pueden afectar la eficacia del dispositivo de manera significativa y tienen que ser equilibrados.

2.5.1.3 Longitud y posición

Con una frecuencia de operación conocida, las ecuaciones de flujo de energía y trabajo son utilizadas para calcular y graficar las curvas de rendimiento para varias longitudes de pila y posiciones relativas al parlante. Las formas adimensionales de estas ecuaciones fueron obtenidas por Tijani para simplificar el proceso de diseño.

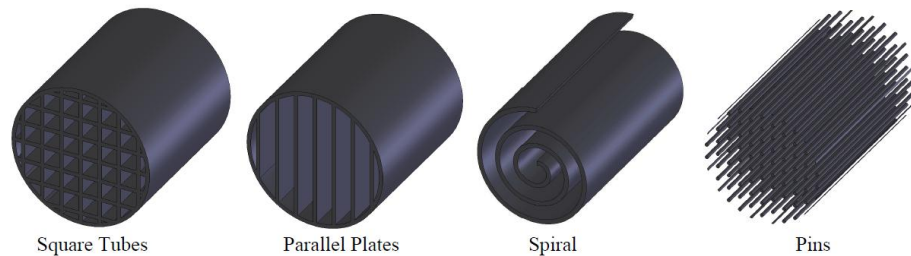
2.5.1.4 Geometría de la pila

La pila no debe interferir con el campo de la onda en el resonador. La porosidad de la pila, también llamada relación de bloqueo, es definido como

$$B = \frac{A_{gas}}{A_{tot}} = \frac{A_g}{A}$$

donde A_{gas} es el área de la sección transversal del gas en la pila, A_{tot} es el área de sección transversal total del resonador.

Figura 22. Diseños comunes de la pila



Fuente: Disponible en: http://www.msoe.edu/academics/research_centers/reu/pdf/2007/Design%20and%20Testing%20of%20Rapid%20Prototyped%20Stacks%20for%20Thermoacoustic%20Applications.pdf

La relación de bloqueo para una pila de placas paralelas, canales rectangulares y canales cuadrados es dada por

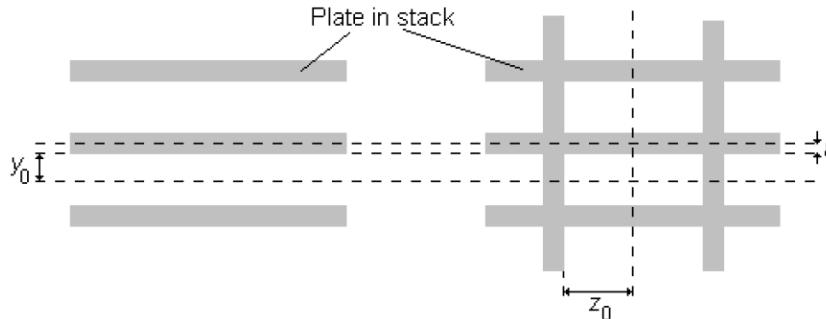
$$B_{parallel} = \frac{y_0}{y_0 + l}$$

$$B_{rectangular} = \frac{y_0 z_0}{(y_0 + l)(z_0 + l)}$$

$$B_{square} = \frac{y_0^2}{(y_0 + l)^2}$$

donde y_0 es la mitad del espaciamiento entre la placa y l es la mitad del espesor de la placa.

Figura 23. Parámetros de geometría en la pila de placas paralelas y canales rectangulares

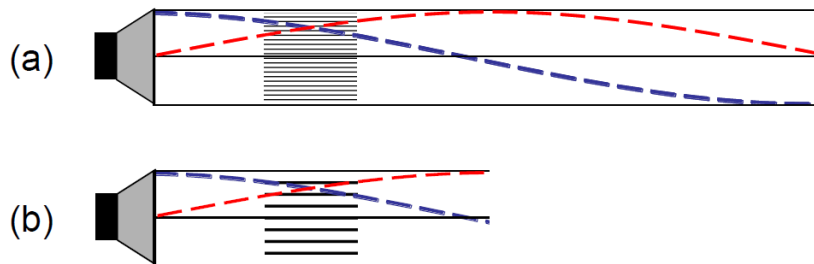


Fuente: Disponible en: <http://documents.vsect.chalmers.se/CPL/exjobb2007/ex2007-034.Pdf>

2.5.2 Resonador

El resonador debe estar hecho de un material acústicamente reflectante, que sea lo suficientemente fuerte para soportar la presión de operación deseada. Las posibilidades de fluido de trabajo y las fugas térmicas también deben ser consideradas. Independientemente del material resonador las pérdidas térmicas y viscosas en la pared interior del resonador deben ser minimizadas por el diseño, para asegurar la máxima eficiencia del refrigerador termoacústico. La longitud del resonador depende del gas de trabajo y la frecuencia de operación.

Figura 24. Tipos de Resonador (a) media longitud de onda (b) un cuarto de longitud de onda



Fuente: Disponible en: http://etd.library.pitt.edu/ETD/available/etd-11132009-152225/unrestricted/ryants_etd2009.pdf

Un resonador de onda estacionaria puede ser de media longitud de onda o de un cuarto de longitud de onda, refiriéndose al primer modo acústico (ver figura 14). El primer modo acústico es el más utilizado a menudo porque un modo mas alto implica una longitud mayor e innecesaria para el resonador, causando mayores perdidas en al resonador. En la figura 24, las líneas rojas indica los perfiles de velocidad espacial y las líneas azules representan los perfiles de presión espacial para el primer modo acústico.

2.5.3 Parlante

El parlante tiene que producir la cantidad de energía acústica que será absorbida en la pila y en las perdidas. La frecuencia de operación que se utiliza generalmente para ser elegido esta entre los 200-500Hz como un arreglo en el espaciamiento de las placas de la pila y la longitud del resonador. La eficiencia electroacústica de un altavoz de alta fidelidad comercial es muy baja, pero sigue siendo fácil de usar debido a su bajo costo y disponibilidad. El parlante debe manejar una alta potencia, debe tener un gran imán y una membrana rígida. La teoría termoacústica se basa en aproximaciones acústicas y pequeñas amplitudes, pero cuando el dispositivo termoacústico esta trabajando a altas amplitudes no lineales puede surgir turbulencia y choques armónicos.

2.5.4 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor extraen el calor del lado caliente de la pila y suministran calor en el lado frío de la pila. El desafío del diseño del intercambiador es hacer un buen contacto térmico entre dos sistemas que fluyen mientras se desarrolla una caída mínima de presión.

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICO

Las expresiones anteriormente descritas son algo complicadas de interpretar debido a las diferentes variables que la componen. El diseño de este refrigerador termoacústico involucra muchas dificultades y problemas prácticos como el diseño de la pila e intercambiadores de calor, debido a los espaciamientos demasiados pequeños entre placas. El uso de helio y de alta presión estática media es muy exigente en materia de seguridad y la construcción del resonador.

3.1 METODO Y APROXIMACIONES

Para simplificar las ecuaciones que rigen al sistema de refrigeración termoacústico es necesario realizar las siguientes suposiciones

- La longitud de la onda acústica reducida es mucho mayor que la longitud de la pila: $\lambda \gg l_s$, entonces la velocidad dentro de la pila puede ser considerada constante y el campo acústico no es afectado por la presencia de la pila
- La profundidad de penetración térmica y viscosa son mucho mas pequeñas que el espaciamiento en la pila: $\delta_k, \delta_v \ll y_0$. Esta suposición permite la simplificación de la función de Rott donde la tangente hiperbólica compleja puede ser igualada a 1.
- La diferencia de temperatura entre el lado caliente y frio de la pila es mucho mas pequeña que la temperatura media en la pila: $\Delta T_m \ll T_m$, por lo tanto las propiedades termofísicas del gas pueden considerarse constantes dentro de la pila.

La presión de onda estacionaria esta dada por:

$$p_1 = p_0 \cos(kx)$$

La velocidad media del gas en la dirección x está dada por:

$$\langle u_1 \rangle = j \left(1 + \frac{l}{y_0} \right) \frac{p_0}{\rho_m a} \sin(kx)$$

El factor $\left(1 + \frac{l}{y_0} \right)$ es usado debido a la continuidad de la velocidad volumétrica en los límites de la pila. Esto requiere que la velocidad sea más alta dentro de la pila. Para las aproximaciones de capa limite, la función de Rott se convierte en

$$f = \frac{(1-j)\delta}{y_0}$$

Con estas suposiciones las expresiones para \dot{W} y \dot{H} son reducidas según Swifts a

$$H = \frac{A_g \delta_k |p_1| |\langle u_1 \rangle|}{4r_h (1 + \sigma) \Lambda} \left(\Gamma \frac{1 + \sqrt{\sigma} + \sigma}{1 + \sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right) - (A_g K + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx}$$

$$W = \frac{A_g L_s}{4r_h} \left[\frac{(\gamma - 1) |p_1|^2 \delta_k \omega}{\gamma p_m} \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma}) \Lambda} - 1 \right) - \frac{\rho_m |\langle u_1 \rangle|^2 \delta_v \omega}{\Lambda} \right]$$

donde

$$\Gamma = \frac{dT_m/dx}{\nabla T_{crit}}$$

$$\nabla T_{crit} = \frac{\omega A_g |p_1|}{\rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|}$$

$$\Lambda = 1 - \frac{\delta_v}{r_h} + \frac{\delta_v^2}{2r_h^2}$$

Γ es definido como el parámetro de operación. Cuando $\frac{dT_m}{dx} = \nabla T_{crit}$, $\Gamma = 1$ el calor no es producido ni absorbido en la pila, cuando $\Gamma < 1$ es absorbido y cuando $\Gamma > 1$ es producido. El último termino en la ecuación de H se debe a la conducción de calor a través de el gas y el material de la pila en presencia de un gradiente de temperatura media en la región de la pila.

Como podemos ver en la ecuación de W , el parlante proporciona la potencia acústica necesaria para realizar el proceso de transporte de calor, para compensar todas las pérdidas viscosas y térmicas en la pila, intercambiadores de calor y en las paredes del resonador. Las expresiones deducidas hasta el momento en la pila para potencia acústica (W) y potencia de enfriamiento (H) son complicadas aun para utilizarlas directamente. Ellas contienen una gran cantidad de parámetros del gas de trabajo, material y parámetros geométricos de la pila. Sin embargo, se puede reducir el número de parámetros escogiendo un grupo de variables adimensionales independientes.

3.1.1 Flujo de calor y potencia acústica normalizados

Tijani obtiene una expresión adimensional al realizar la normalización de parámetros, basándose también en las aproximaciones de capa límite y pila termoacústica corta. La expresión adimensional es útil para examinar la dependencia de la longitud de la pila y la posición de la pila.

Tabla 1. Parámetros normalizados de operación, pila y gas

<i>Parámetros de operación</i>
Relación de empuje: $D = p_0/p_m$
Potencia de refrigeración normalizada: $H_n = H/p_m aA$
Potencia acústica normalizada: $W_n = W/p_m aA$
Diferencia de temperatura normalizada: $\Delta T_{mn} = \Delta T_m/T_m$
<i>Parámetros del gas</i>
Numero de Prandtl: σ
Profundidad de penetración térmica normalizada: $\delta_{kn} = \delta_k/y_0$
<i>Parámetros de la geometría de la pila</i>
Longitud normalizada de la pila: $L_{sn} = kL_s$
Posición normalizada de la pila: $x_n = kx$

$$\text{Relación de bloqueo o porosidad: } B = A_{gas}/A_{Tot} = y_0^2/(y_0 + l)^2$$

3.1.1.1 Normalización del flujo de calor

Debido a la gran cantidad de variables que intervienen en la expresión de flujo de calor para dispositivos termoacústicos es necesario expresar estas variables en parámetros adimensionales para obtener una ecuación menos complicada la cual se pueda trabajar directamente y con mayor facilidad. El análisis termoacústico realizado por Swift redujo la ecuación de flujo de calor en la siguiente expresión

$$H = \frac{A_g \delta_k |p_1| |\langle u_1 \rangle|}{4r_h(1 + \sigma)\Lambda} \left(\Gamma \frac{1 + \sqrt{\sigma} + \sigma}{1 + \sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right) - (A_g K + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx}$$

$$\Gamma = \frac{dT_m/dx}{\nabla T_{crit}}$$

$$\nabla T_{crit} = \frac{\omega A_g |p_1|}{\rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|}$$

$$\Lambda = 1 - \frac{\delta_v}{r_h} + \frac{\delta_v^2}{2r_h^2}$$

Tijani a diferencia de Swifts asume que la conductividad térmica de la pila es mas baja que la del gas ($K > K_{pila}$) para no tener en cuenta la conducción de calor entre el gas y la pila, por lo que la ecuación de flujo de calor se reduce a

$$H = \frac{A_g \delta_k |p_1| |\langle u_1 \rangle|}{4r_h(1 + \sigma)\Lambda} \left(\Gamma \frac{1 + \sqrt{\sigma} + \sigma}{1 + \sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right)$$

como

$$p_1 = p_0 \cos(kx)$$

$$\langle u_1 \rangle = j \left(\frac{1}{B} \right) \frac{p_0}{\rho_m a} \sin(kx)$$

$$H = \frac{A_g \delta_k (p_0 \cos(kx)) \left(\frac{1}{B} \right) \frac{p_0}{\rho_m a} \sin(kx)}{4r_h(1+\sigma)\Lambda} \left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right)$$

La densidad de un gas debido a las variaciones de temperatura y presión se puede expresar termodinámicamente de la siguiente manera

$$\rho_m = \rho_1 \beta T_1 + \left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m$$

Las variaciones de la densidad con respecto a la temperatura son mínimas por lo tanto no se tienen en cuenta

$$\rho_m = \left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m$$

Reemplazando en la ecuación de flujo de calor (H), se obtiene

$$H = \frac{A_g \delta_k (p_0 \cos(kx)) \left(\frac{1}{B} \right) \frac{p_0}{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m a} \sin(kx)}{4r_h(1+\sigma)\Lambda} \left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right)$$

Para normalizar la anterior ecuación se divide en ambos lados por ($p_m a A$)

$$\frac{H}{p_m a A} = \frac{A_g \delta_k (p_0 \cos(kx)) \left(\frac{1}{B} \right) \frac{p_0}{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m a} \sin(kx)}{4r_h(1+\sigma)\Lambda p_m a A} \left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_v}{r_h} \right)$$

Como

$$\cos(kx) \cdot \sin(kx) = \frac{1}{2} \sin(2kx) \quad ; \quad B = \frac{A_g}{A}$$

$$\sigma = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k} \right)^2 \rightarrow \delta_v = \delta_k \sqrt{\sigma}$$

Se obtiene

$$H_n = \frac{A_g \delta_k \left(\frac{A}{A_g}\right) (p_0^2) \sin(kx)}{8r_h(1+\sigma)\Lambda(p_m^2)\gamma A} \left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_k \sqrt{\sigma}}{r_h} \right)$$

$$H_n = \frac{\delta_k (p_0^2) \sin(kx)}{8r_h(p_m^2)\gamma(1+\sigma)\Lambda} \left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - 1 - \sqrt{\sigma} + \frac{\delta_k \sqrt{\sigma}}{r_h} \right)$$

Normalizando los parámetros como se muestra en la tabla 1

$$D = p_0/p_m \quad ; \quad \Delta T_{mn} = \Delta T_m/T_m$$

$$\delta_{kn} = \delta_k/y_0 = \delta_k/r_h \quad ; \quad x_n = kx$$

Entonces la ecuación de flujo de calor queda definida como

$$H_n = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \left[\left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} \right) - (1+\sqrt{\sigma} - \sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right]$$

$$\Gamma = \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{BL_{sn}(\gamma - 1)}$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma(\delta_{kn})^2$$

3.1.1.2 Normalización de la potencia acústica

El análisis termoacústico realizado por Swift redujo la ecuación de potencia acústica a la siguiente expresión

$$W = \frac{A_g L_s}{4r_h} \left[\frac{(\gamma - 1)|p_1|^2 \delta_k \omega}{\gamma p_m} \left(\frac{\Gamma}{(1+\sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\rho_m |\langle u_1 \rangle|^2 \delta_v \omega}{\Lambda} \right]$$

$$\Gamma = \frac{dT_m/dx}{\nabla T_{crit}}$$

$$\nabla T_{crit} = \frac{\omega A_g |p_1|}{\rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|}$$

$$\Lambda = 1 - \frac{\delta_v}{r_h} + \frac{\delta_v^2}{2r_h^2}$$

Como

$$p_1 = p_0 \cos(kx)$$

$$\langle u_1 \rangle = j \left(\frac{1}{B} \right) \frac{p_0}{\rho_m a} \sin(kx)$$

$$\rho_m = \left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m$$

se obtiene para la ecuación de potencia acústica (W) la siguiente expresión

$$W = \frac{A_g L_s}{4r_h} \left[\frac{(\gamma - 1)p_0^2 (\cos^2(kx)) \delta_k \omega}{\gamma p_m} \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \left(\frac{1}{B} \right)^2 \frac{p_0^2}{\left(\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \right)^2 a^2} \sin^2(kx) \delta_v \omega}{\Lambda} \right]$$

Como

$$B = \frac{A_g}{A}$$

$$\sigma = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k} \right)^2 \rightarrow \delta_v = \delta_k \sqrt{\sigma}$$

$$\omega = 2\pi f \quad , \quad k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad \wedge \quad \lambda = \frac{a}{f} \quad \rightarrow \quad \omega = ka$$

se obtiene

$$W = \frac{A_g L_s}{4r_h} \left[\frac{(\gamma - 1)p_0^2 (\cos^2(kx)) \delta_k k a \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right)}{\gamma p_m} - \frac{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \left(\frac{A}{A_g} \right)^2 \frac{p_0^2}{\left(\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \right)^2 a^2} \sin^2(kx) \delta_k \sqrt{\sigma} k a}{\Lambda} \right]$$

Para normalizar la anterior ecuación se divide en ambos lados por $(p_m a A)$

$$\frac{W}{p_m a A} = \frac{A_g L_s}{4r_h p_m a A} \left[\frac{(\gamma - 1)p_0^2 (\cos^2(kx)) \delta_k k a \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right)}{\gamma p_m} - \frac{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \left(\frac{A}{A_g} \right)^2 \frac{p_0^2}{\left(\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \right)^2 a^2} \sin^2(kx) \delta_k \sqrt{\sigma} k a}{\Lambda} \right]$$

$$W_n = \frac{A_g L_s}{4r_h p_m a A} \frac{(\gamma - 1)p_0^2 (\cos^2(kx)) \delta_k k a \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right)}{\gamma p_m} - \frac{\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \left(\frac{A}{A_g} \right)^2 \frac{p_0^2}{\left(\left(\frac{\gamma}{a^2} \right) p_m \right)^2 a^2} \sin^2(kx) \delta_k \sqrt{\sigma} k a}{\Lambda}$$

Simplificando

$$W_n = \frac{A_g k L_s (\gamma - 1) (p_0)^2 (\cos^2(kx)) \delta_k \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma}) \Lambda} - 1 \right)}{4 \gamma (p_m)^2 A r_h} - \frac{k L_s (p_0)^2 A \sin^2(kx) \delta_k \sqrt{\sigma}}{4 A_g \gamma (p_m)^2 r_h \Lambda}$$

$$W_n = \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4 \gamma} (\gamma - 1) B \cos(x_n)^2 \left(\frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma}) \Lambda} - 1 \right) - \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2 \sqrt{\sigma} \sin(x_n)^2}{4 \gamma B \Lambda}$$

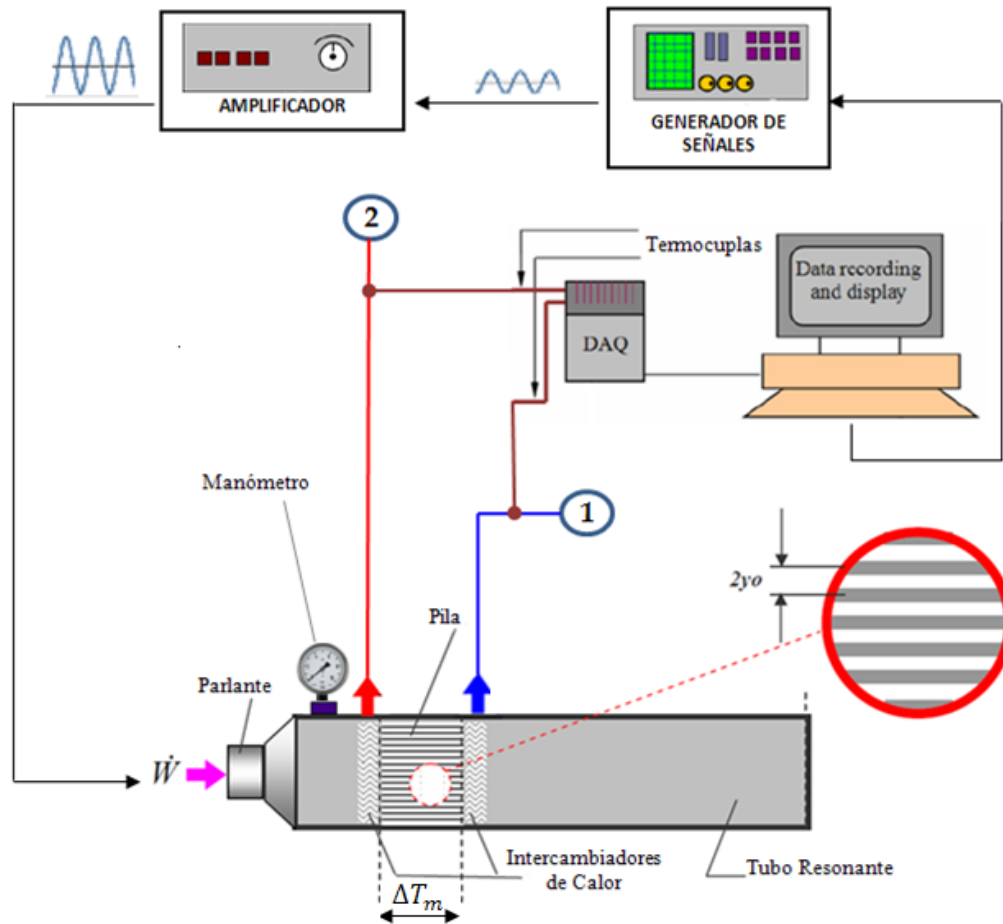
$$\Gamma = \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{B L_{sn} (\gamma - 1)}$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma} \delta_{kn} + \frac{1}{2} \sigma (\delta_{kn})^2$$

3.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO

Para esta investigación se diseñó un refrigerador termoacústico el cual genere una diferencia de temperatura de $\Delta T_{m=7 K}$ entre el lado frío y el lado caliente de la pila, y un poder de enfriamiento de 12 W.

Figura 25. Esquema de solución del refrigerador termoacústico



Fuente: Los autores.

3.2.1 PARÁMETROS DE OPERACIÓN

3.2.1.1 Presión media

La potencia de enfriamiento es directamente proporcional a la presión media (p_m), por lo tanto es favorable escoger la más alta posible, pero ésta también se encuentra limitada por la resistencia de los materiales del resonador. Por otro lado, la profundidad de penetración térmica (δ_k) es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la presión media (p_m), entonces una presión elevada conllevaría a (δ_k) muy pequeñas y por lo tanto a pequeños espaciamientos entre placas, lo que haría mas difícil su construcción. Debido a esto se elige una $p_m = 4$ [bar].

3.2.1.2 Frecuencia

La potencia de enfriamiento es directamente proporcional a la frecuencia de resonancia (f) en los dispositivos termoacústicos por lo cual deberíamos escoger la mas alta posible. Pero (δ_k) inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la frecuencia de resonancia (f), lo que implicaría un resonador demasiado largo lo que nos aumentaría los costos, por lo tanto se selecciona una $f = 400 [Hz]$.

3.2.1.3 Gas de trabajo

El helio es usado como gas de trabajo, debido a que provee un entorno de alta velocidad para el sonido y tiene la más alta conductividad térmica de todos los gases inertes, además es económico comparado con otros gases nobles. Una alta conductividad térmica (K) es buena por que (δ_k) es directamente proporcional a la raíz cuadrada de ésta, evitando espaciamientos muy pequeños entre la pila.

Tabla 2. Propiedades del aire y el helio a $T_m = 300 K$ y $p_m = 4 bar$

Propiedades	Aire	Helio	Unidades
a	347	1019	$[m/s]$
c_p	1005	5197	$[J/kg \cdot K]$
K	26×10^{-3}	152×10^{-3}	$[W/K \cdot m]$
μ	$1,85 \times 10^{-5}$	$1,99 \times 10^{-5}$	$[kg/m \cdot s]$
σ	0,71	0,68	---
ρ_m	4,6	0,6407	$[kg/m^3]$

La profundidad de penetración térmica queda definida como

$$\delta_k = \sqrt{\frac{K}{\pi f \rho_m c_p}} = \sqrt{\frac{0,152}{\pi \cdot 400 \cdot 0,6407 \cdot 5197}} = 0,000191 [m]$$

Para no alterar el campo acústico se recomienda que el espaciamiento entre canales en la pila esté en el rango de $2\delta_k$ a $5\delta_k$, por lo tanto el y_0 debe estar entre $0,382 - 1 [mm]$.

3.2.1.4 Material de la pila termoacústica

La pila usada esta compuesta de un material cerámico refractario de silicato de Aluminio y Magnesio prefabricado llamado “Celcor”, y se encuentra disponible en el mercado dentro del catalizador del Chevrolet-Spark.

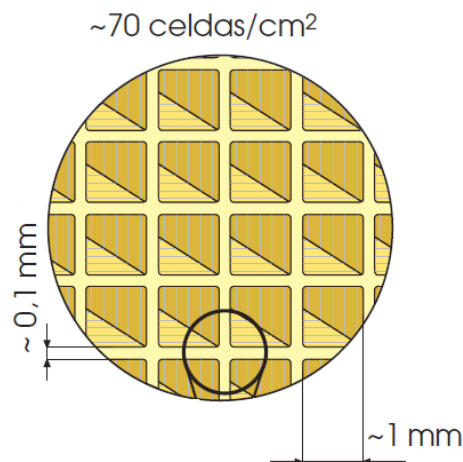
Tabla 3. Propiedades del material Celcor

Propiedades	Unidades
c_s	616,2 [J/kg · K]
K_s	2,6 [W/K · m]

3.2.1.5 Geometría de la pila termoacústica

La geometría de la pila esta regida por la función de Rott f_k , por lo tanto se selecciona una pila de canales cuadrados ya que está disponible en el mercado, extraída del catalizador de un automóvil Chevrolet Spark la cual tiene las siguientes dimensiones

Figura 26. Dimensiones y geometría de las celdas de la pila



Fuente: Disponible en: http://www.as-sl.com/pdf/info_catalizador.pdf

Por lo tanto la relación de bloqueo para la pila seleccionada queda definida como

$$y_0 = \frac{1}{2} = 0,5 \text{ [mm]}$$

$$l = \frac{0,1}{2} = 0,05 \text{ [mm]}$$

$$B_{square} = \frac{y_0^2}{(y_0 + l)^2} = \frac{0,5^2}{(0,5 + 0,05)^2} = 0,82$$

3.2.1.6 Presión Dinámica

Se puede decir que cuando los fluidos se mueven en un conducto, la inercia del movimiento produce un incremento adicional de la presión estática al chocar sobre un área perpendicular al movimiento. Esta fuerza se produce por la acción de la presión conocida como dinámica. La presión dinámica (p_0) depende de la velocidad y la densidad del fluido.⁷

En los dispositivos termoacústicos la amplitud de presión dinámica (p_0) se encuentra limitada por la fuerza máxima del altavoz y las no-linealidades. La presión dinámica también puede ser expresada como función del número de Mach, aplicando la ley de gas ideal ($p = \rho RT$) y la velocidad del sonido ($a = \sqrt{\gamma RT}$), siendo definido como

$$M = \frac{p_0}{\rho_m a^2}$$

El número de Mach tiene que ser limitado a $M \approx 0,1$ para gases, con el fin de evitar los efectos no lineales. Al diseñar un refrigerador termoacústico con capacidad de enfriamiento moderado se logra conseguir un equilibrio en

⁷ Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Presión_dinámica>

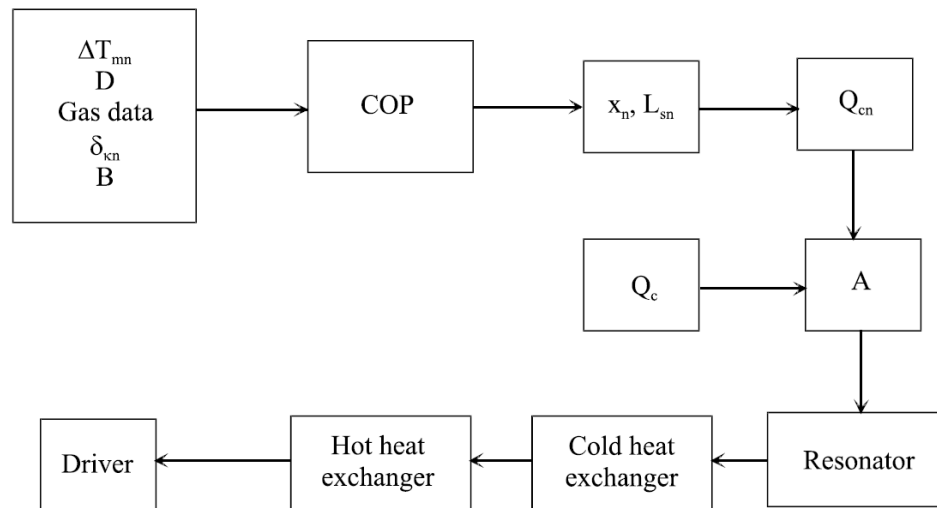
funcionamiento cuando la relación de empuje (D), la cual es la relación entre la amplitud de presión dinámica (p_0) y la presión media de operación (p_m), es baja. Se selecciona una relación de empuje del 2%.

3.3 DISEÑO DE LA PILA TERMOACUSTICA

3.3.1 Posición y longitud de la pila

Aun quedan tres parámetros de diseño por definir en las ecuaciones de flujo de calor y poder acústico en forma adimensional como son: la posición de la pila respecto al parlante (x_s), la longitud de la pila (l_s) y el área transversal de la pila (A). Usando los datos del gas de trabajo, la geometría de la pila y las condiciones de operación, procedemos a optimizar éste diseño en función del coeficiente de operación (**COP**) siguiendo el siguiente proceso de diseño del refrigerador termoacústico.

Figura 27. Proceso de diseño del refrigerador termoacústico



Fuente: Disponible en: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf>

Primero los parámetros de la pila x_s y l_s son diseñados por la optimización del COP. Entonces el área A es determinada con la potencia de enfriamiento requerida y después que el resonador es diseñado seguimos con el diseño de los intercambiadores de calor frío y caliente, y luego con la selección del parlante que tiene que suministrar toda la potencia acústica necesaria.

Utilizando las expresiones de flujo de calor y poder acústico en forma adimensional con los siguientes parámetros

$$H_n = -\frac{\delta_k D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \left[\left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} \right) - (1+\sqrt{\sigma}-\sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right]$$

$$W_n = \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} (\gamma-1) B \cos(x_n)^2 \left(\frac{\Gamma}{(1+\sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2 \sqrt{\sigma} \sin(x_n)^2}{4\gamma B \Lambda}$$

donde

$$\Gamma = \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{B L_{sn} (\gamma-1)} \quad \Lambda = 1 - \sqrt{\sigma} \delta_{kn} + \frac{1}{2} \sigma (\delta_{kn})^2$$

Tabla 4. Datos usados en los cálculos

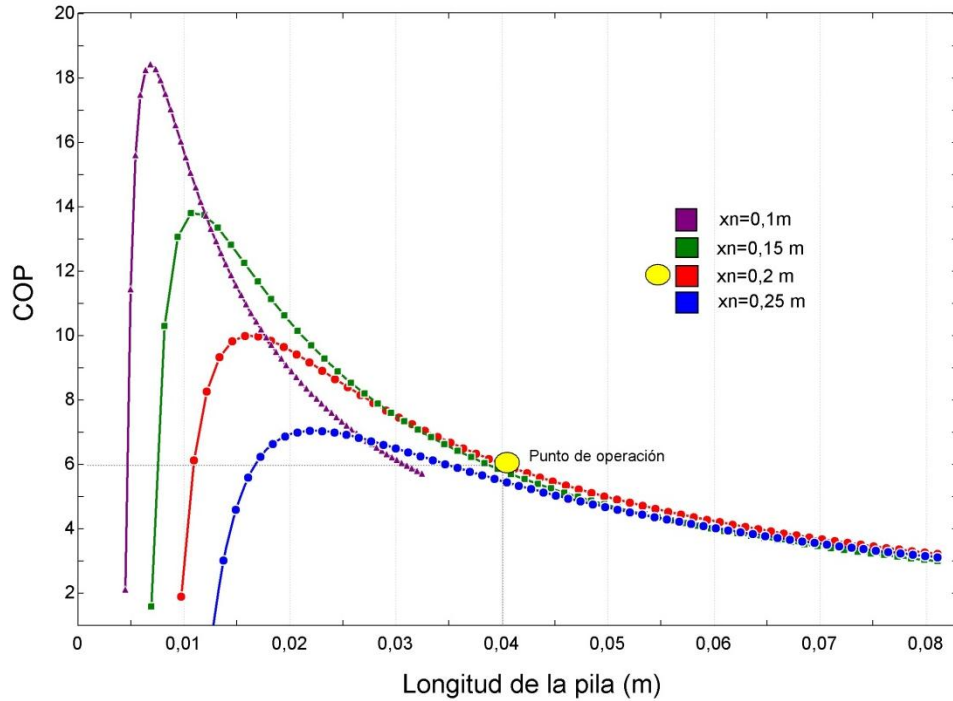
Parámetros de operación	Parámetros del gas
$p_m = 4 \text{ bar}$	$a = 1019$
$T_m = 300 \text{ K}$	$\sigma = 0,68$
$\Delta T_{mn} = 0,3$	$\gamma = 1,67$
$D = 0,02$	$B = 0,82$
$f = 400 \text{ Hz}, k = 2,68 \text{ m}^{-1}$	$\delta_{kn} = 0,382$

Calculando el coeficiente de operación (COP) como la relación entre la energía del calor retirado y la energía suministrada obtenemos

$$COP = \frac{H_n}{W_n}$$

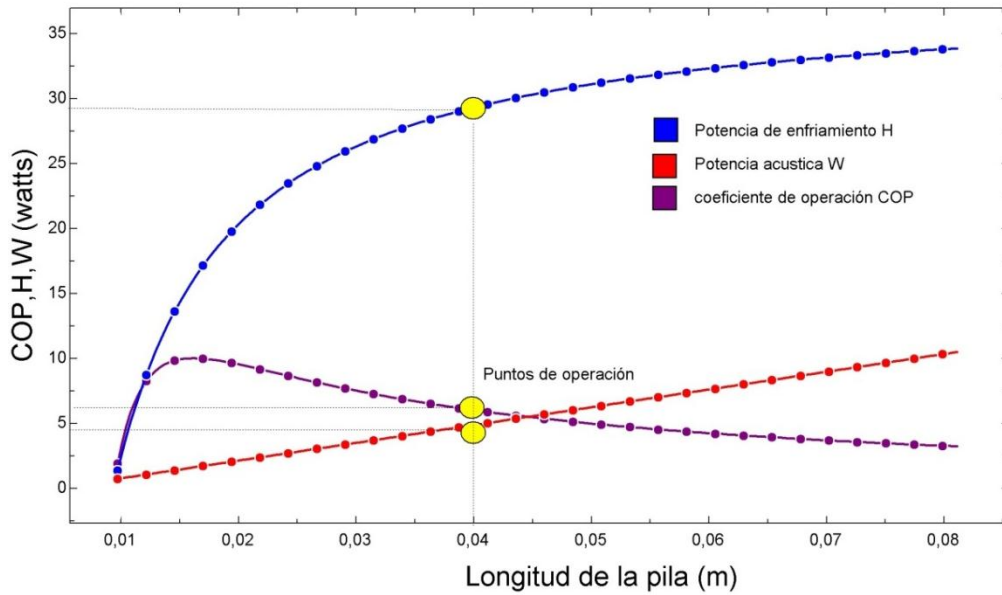
Por medio del software EES (Engineering Equation Solver) asumimos diferentes posiciones de la pila (x_n) y obtenemos las siguientes graficas

Figura 28. Grafica de COP vs l_s para diferentes posiciones de la pila x_s



Fuente: Los autores.

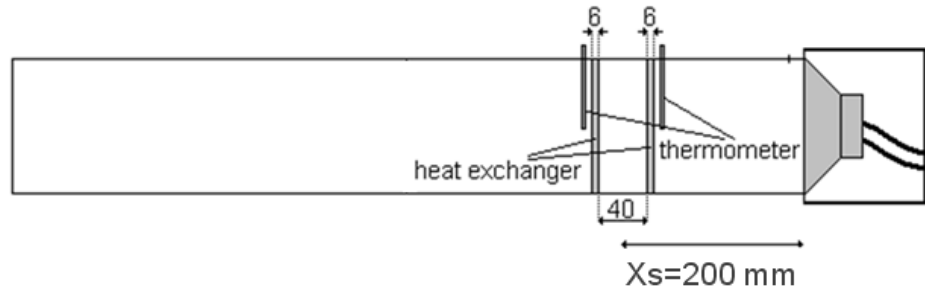
Figura 29. Grafica de H , W , COP vs l_s para $x_s = 0,2$ [m]



Fuente: Los autores.

Escogemos la posición de la pila $x_s = 200$ [mm] ya que nos genera un buen COP para cualquier longitud de la pila, lo cual nos permitirá realizar posteriores estudios en la variación de esta. También escogemos una longitud de pila $l_s = 40$ [mm] porque según se muestra en la figura 29, la potencia de enfriamiento (H) se incrementa a medida que la longitud de la pila aumenta pero llega un momento en que se hace constante, y la potencia acústica (W) continua aumentando linealmente, así que para grandes longitudes de la pila generaríamos la misma potencia de enfriamiento a costa de un mayor consumo energético.

Figura 30. Posición y longitud de la pila seleccionada en el resonador



Fuente: Los autores.

3.3.2 Área transversal de la pila termoacústica

Después de seleccionada la longitud y la posición procedemos a determinar el área

$$H_n = H/p_m a A$$

Para $x_s = 0,20 [m]$ y $l_s = 0,4 [m]$ obtenemos $H_n = 0,000008804$. Como necesitamos un poder de enfriamiento de 12 watt en el agua que circula a través de los intercambiadores, los cuales no son muy eficientes en la transferencia de calor, además existen pérdidas viscosas en el resonador, por lo cual sobrediseñamos a una potencia de enfriamiento $H = 40 \text{ watt}$.

$$A = \frac{H}{H_n p_m a} = 111,5 [cm^2]$$

Para una pila circular de canales cuadrados el área de la sección transversal total esta dada por

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Entonces el diámetro calculado es $d = 11,91 [cm]$. Normalizando a los diámetros de las pilas encontradas en el mercado, el más cercano fue el de un Chevrolet Spark, el cual posee un diámetro $d = 10 [cm]$.

Figura 31. Pila termoacústica

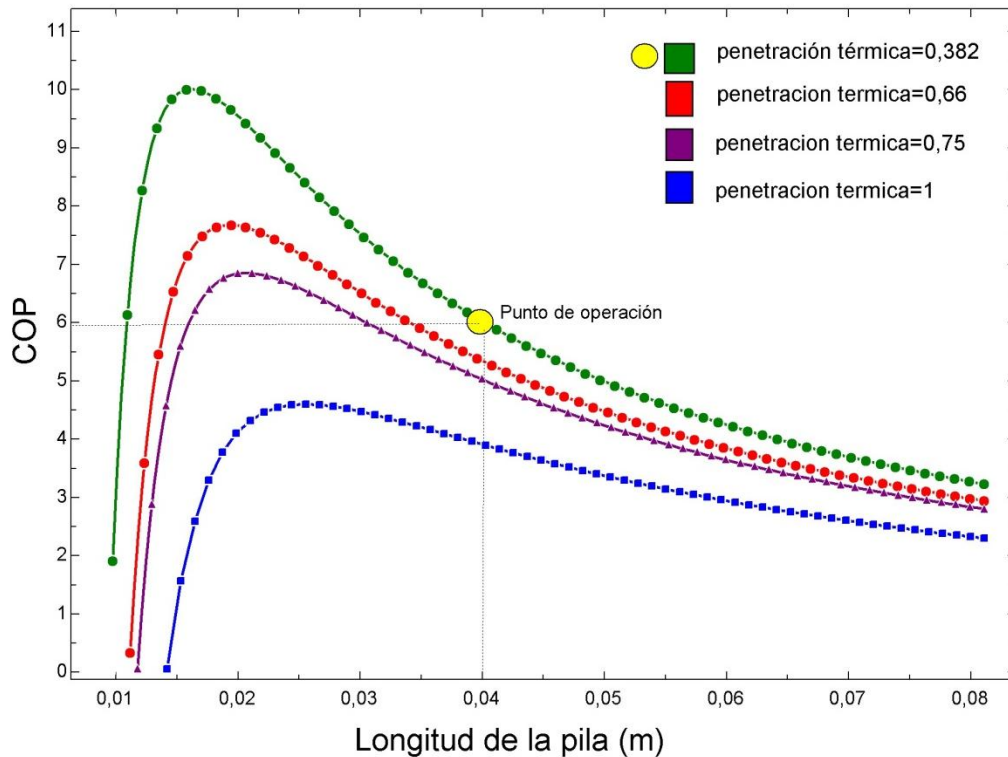


Fuente: Los autores.

3.3.3 Efectos de la variación de la profundidad de penetración térmica

Una de las principales limitaciones en el diseño de la pila es el hecho de que las capas de la pila necesitan poca penetración térmica. La profundidad de penetración térmica, se define como la distancia en la cual el calor se puede difundir a través de un gas durante el tiempo $t = 1/\pi f$. Esta depende de la conductividad térmica del material, la densidad del gas y el calor específico por unidad de masa del gas.

Figura 32. Efectos de la variación de la profundidad de penetración térmica



Fuente: Los autores.

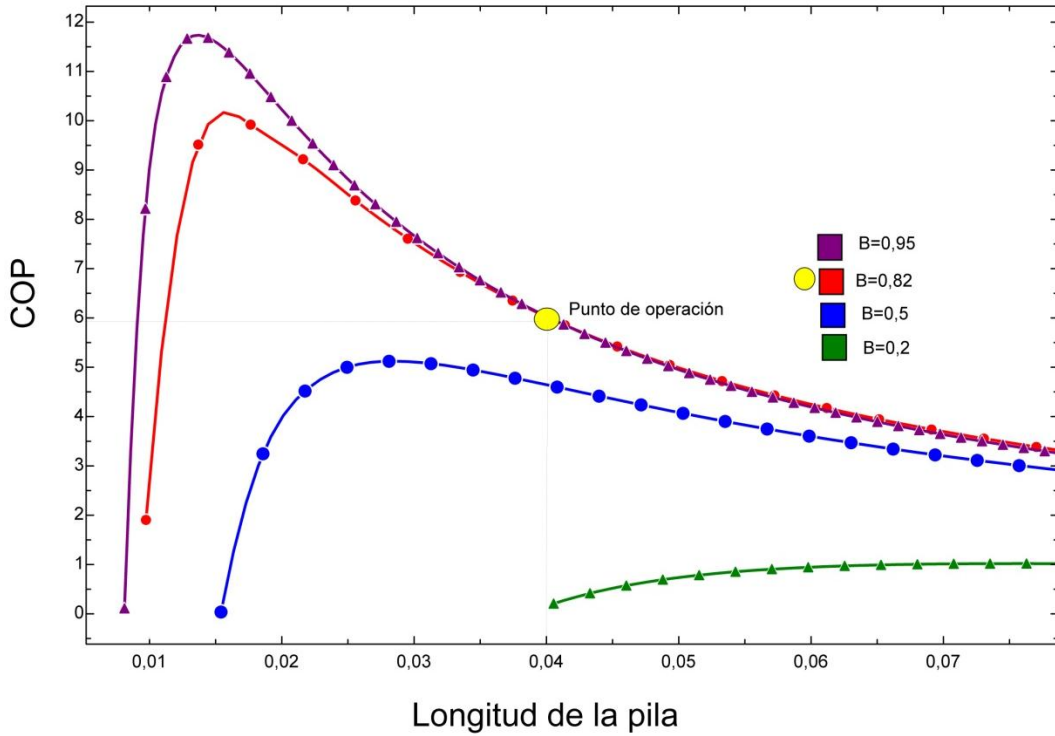
Como podemos observar en la figura 32, a mayor profundidad de penetración térmica disminuye el coeficiente de operación de la pila debido a que el calor se difunde más rápido desde el gas hacia la pila, por lo cual conviene tener profundidades de penetración térmica muy pequeñas. Pero para lograr esto necesitamos elevadas frecuencias de operación causando el aumento en la longitud del resonador, lo cual no es factible en nuestro diseño porque los costos aumentarían.

3.3.4 Efectos de la variación de la relación de bloqueo

A medida que aumenta la porosidad de la pila o relación de bloqueo, el campo de la onda en el resonador comienza a verse obstruido, por lo cual la presión y la velocidad dentro de la pila ya no serían consideradas como constantes y el

campo acústico se vería afectado por la presencia de la pila, como podemos observar en la figura 33.

Figura 33. Efectos de la variación de la relación de bloqueo

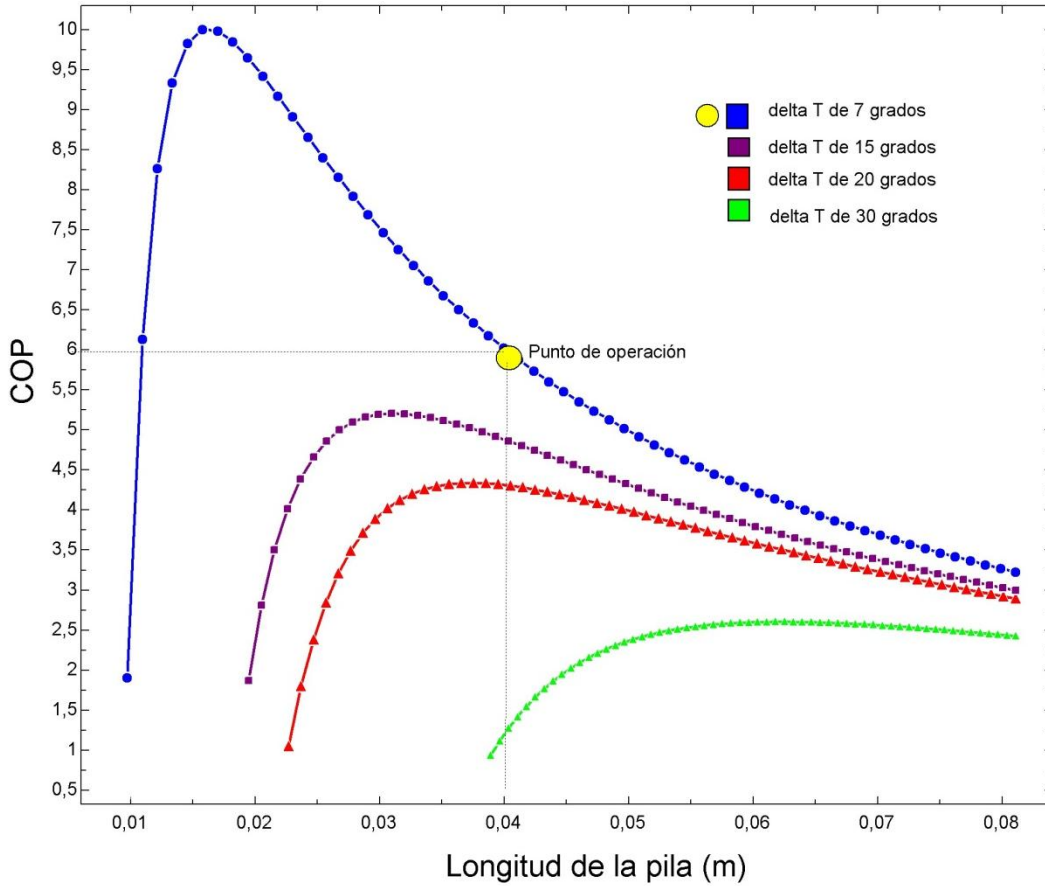


Fuente: Los autores.

3.3.4 Efectos de la variación del delta de temperatura en los lados de la pila

Como todos los sistemas de refrigeración de hoy en día, cuando requerimos temperatura más bajas los sistemas de refrigeración se vuelven más ineficientes, debido a que es difícil extraer calor desde temperaturas cada vez mas baja. Como vemos en la figura 34, en el refrigerador termoacústico al requerir una diferencia de temperaturas más amplia entre los lados de la pila se disminuye el coeficiente de operación.

Figura 34. Efectos en la variación del delta de temperatura en la pila



Fuente: Los autores.

3.4 DISEÑO DEL RESONADOR

El resonador es un tubo cilíndrico adecuado para media longitud de onda. La longitud del resonador es dependiente del gas de trabajo y de la frecuencia de operación. Además debe ser de un material resistente para que pueda soportar la presión de operación del sistema.

3.4.1 Longitud del resonador

Una alta velocidad de sonido y una alta frecuencia conducen a un resonador largo, por lo tanto se selecciona una frecuencia $f = 400 [Hz]$ y velocidad del sonido en el helio $a = 1019 [m/s]$.

$$l_{resonador} = \frac{\lambda}{2}$$

donde la longitud de onda es igual a la relación de la velocidad del sonido en el medio de propagación y la frecuencia de operación

$$\lambda = \frac{a}{f} = \frac{1019}{400} = 2,5475 [m]$$

Por lo tanto,

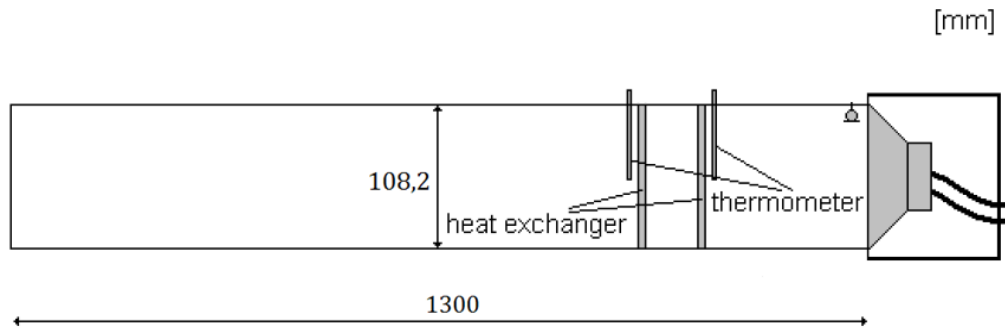
$$l_{resonador} = \frac{\lambda}{2} = 1,27375 \cong 1,3 [m]$$

3.4.2 Diámetro y material del resonador

El diámetro de la pila termoacústica es $d = 10 [cm]$, por lo tanto se hace necesario buscar en el mercado un diámetro interno de tubería el cual se aproxime al diámetro calculado en la pila. Además de tener en cuenta la presión de operación del refrigerador en el momento de escoger el material para el resonador, también se deben involucrar otros factores como costos y el aspecto de presentación que posteriormente tendrá el refrigerador. El material que elegimos para fabricar el resonador es *Acero Inoxidable Schedule 10*, con *Diámetro nominal = 4"*, el cual presenta las siguientes características:

La presión interna de trabajo del material que elegimos ($p_{int.acero 4"} = 867 [psi]$) es muy superior a la presión de operación del refrigerador ($p_m = 4 [bar] = 58,01 [psi]$), y el diámetro interno de la tubería se acopla perfectamente en la pila termoacústica elegida (ver ANEXO C).

Figura 35. Longitud y diámetro seleccionados para el resonador



Fuente: Los autores.

3.5 DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El diseño de los intercambiadores de calor es una labor crítica en termoacústica. Poco se conoce acerca la transferencia de calor en flujo oscilatorio con velocidad media cero. La metodología estándar de diseño de intercambiadores de calor en flujo estable no se puede aplicar directamente. Se elige hacer los intercambiadores de calor en tubos de cobre, debido a que posee una alta conductividad térmica (aproximadamente $385 W/m \cdot K$). Se selecciona un *Diametro* = 6 [mm] y 40 cm de longitud, lo que genera un área de transferencia de $45cm^2$. Con el fin de aumentar el área de transferencia son ubicados en forma de espiral y con alrededor de 18 [mm] de separación como muestra la figura 36. El espaciamiento en los intercambiadores de calor fue elegido para tener una estrecha similitud con la relación de bloqueo de la pila.

Figura 36. Intercambiadores de calor hechos en cobre



Fuente: Los autores.

3.6 SELECCIÓN DEL PARLANTE

Se selecciona un parlante disponible en el mercado de fácil adquisición comercial que se ajustara al diámetro del resonador y la potencia requerida por el sistema. El parlante WOOFER AMERICAN SOUND SPW-2806, con 8Ω y 120 Watt de potencia aparente.

Figura 37. Parlante seleccionado

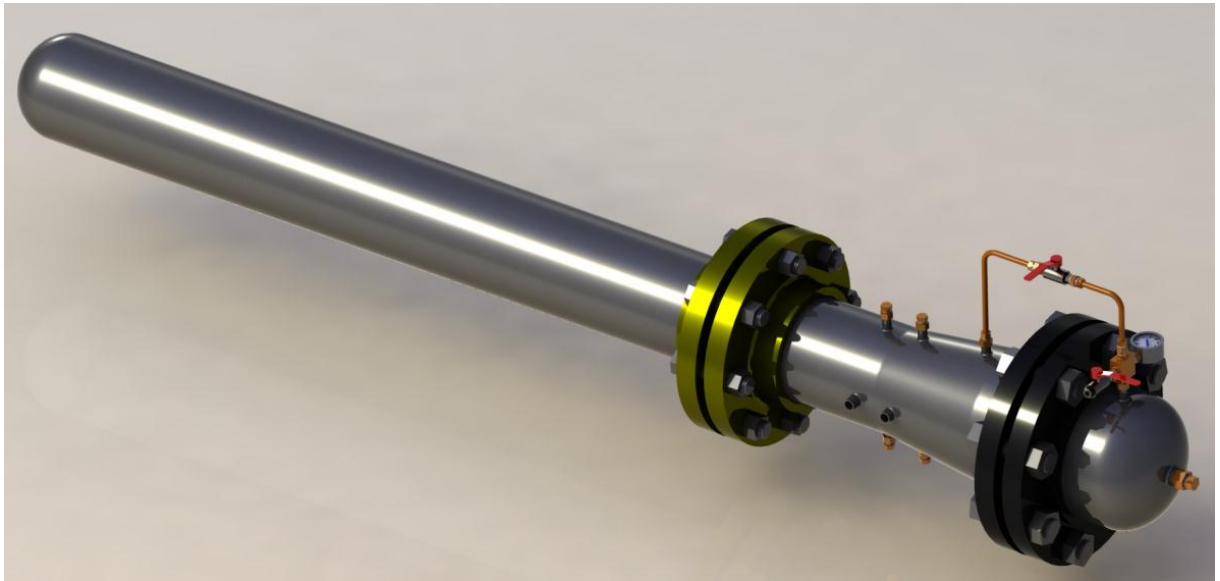


Fuente: Los autores.

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO

Se diseñó un refrigerador termoacústico que tuviera facilidad de montaje y desmontaje de los distintos elementos internos y externos, para realizar posteriores estudios, con la posibilidad de realizar cambios en la longitud de la pila, la geometría de los intercambiadores y el altavoz.

Figura 38. Vista principal del refrigerador termoacústico en Solidworks



Fuente: Los autores.

4.1 BRIDAS

Debido a la necesidad de crear un diseño desmontable y de bajo costo se utilizaron cuatro Lap-joint, dos de 4 in y dos de 5 in de acero al carbono con sus respectivos Stub-end, los cuales se encuentran prefabricados en el mercado (ver anexo D).

4.1.1 Empaques

Se seleccionó neopreno como material para la fabricación de los empaques debido a su alta resistencia a la flexión, torsión y facilidad de amoldarse a cualquier forma (ver ANEXO E).

4.1.2 Pernos

Se utilizaron 8 pernos de $5/8$ in grado 5 para las Lap-joint 4 in normalizadas a 150 psi y 8 pernos de $3/4$ in grado 5 para las Lap-joint 4 in normalizadas, debido a que éstas ya traen los agujeros de fábrica.

4.2 EXPANSIÓN

Debido a que el resonador tiene un diámetro nominal 4 in y el parlante es de fácil ensamble en un diámetro de 5 in, se creó la necesidad de utilizar una expansión de 4 a 5 in fabricada en acero inoxidable 304 disponible en el mercado.

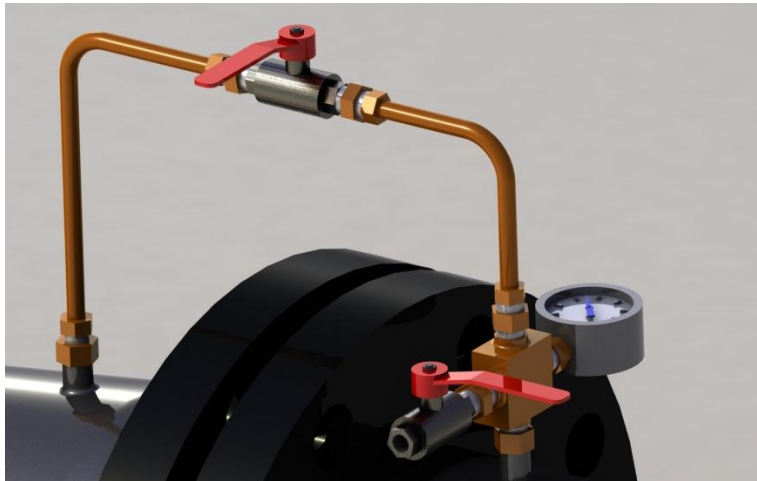
4.3 FINALES DE TUBERÍA “CAP”

Se utilizaron en los extremos del refrigerador un CAP de 4 in para el final del resonador, y otro de 5 in para alojar el parlante.

4.4 SISTEMA DE SUMINISTRO DE HELIO E IGUALACIÓN DE PRESIÓN

Debido a que el diafragma del parlante no es resistente a la presión de operación del sistema, se diseñó un sistema de igualación de presión. Este sistema consiste en equilibrar las presiones en ambos lados del parlante por medio de una conexión entre el resonador y el alojamiento del parlante.

Figura 39. Sistema de suministro de helio e igualación de presión



Fuente: Los autores.

4.5 ENSAMBLAJE DE LAS PARTES DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO

El proceso de construcción y montaje de los diferentes elementos del refrigerador termoacústico se presenta en forma resumida mediante las siguientes imágenes.

Figura 40. Distintas partes del refrigerador termoacústico



Fuente: Los autores.

Figura 41. Manufactura del resonador



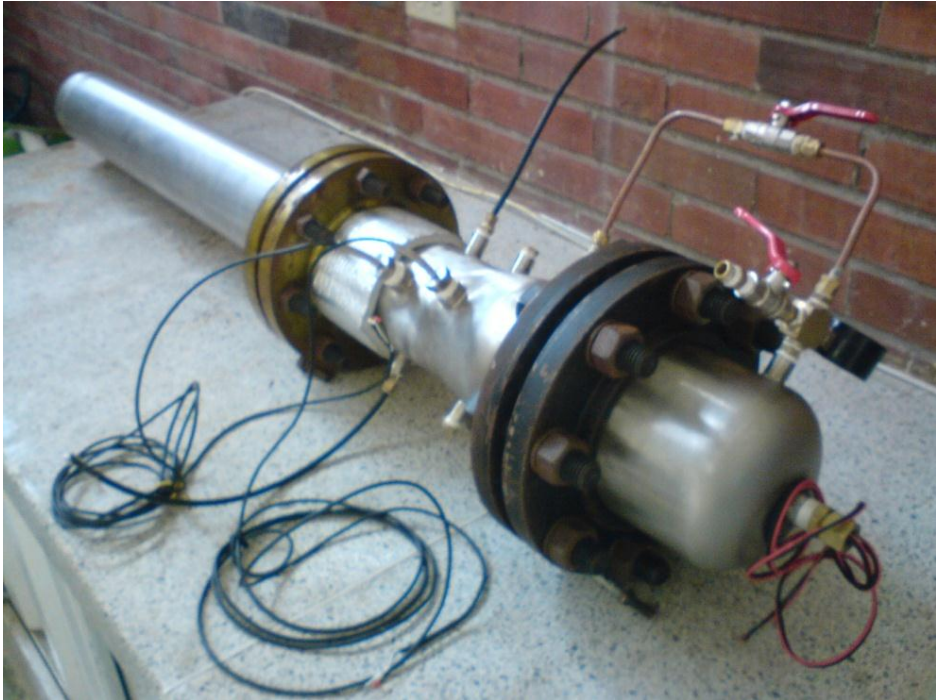
Fuente: Los autores.

Figura 42. Soldadura con argón



Fuente: Los autores.

Figura 43. Ensamblaje final de refrigerador termoacústico



Fuente: Los autores.

5. PRUEBAS, MEDICIONES Y RESULTADOS

5.1 SISTEMAS AUXILIARES UTILIZADOS

5.1.1 SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

Para tomar los datos de temperatura entre los lados caliente y frio de la pila, y transmitir esos datos al computador, se utilizaron dos termocupla “*tipo J*” las cuales fueron conectadas a un *fieldpoint “Fp-1000”* de National Instruments. El fieldpoint permite obtener los datos en tiempo real de las termocupla, de manera fácil y sencilla. Mediante una interfaz RS-232 se conecta el fieldpoint a la entrada USB del computador para leer los datos en el software de National Instruments.

Figura 44. Fieldpoint

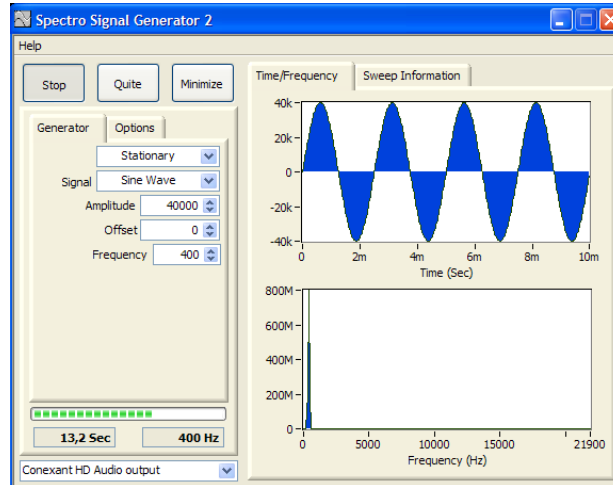


Fuente: Los autores.

5.1.2 GENERADOR DE SEÑALES

Para producir la onda senoidal a la frecuencia deseada se utiliza el software *Spectro Signal Generator 2*.

Figura 45. Software generador de la onda



Fuente: Los autores.

Este software tiene la capacidad de generar una variedad de señales estáticas y barrido con la tarjeta de sonido del PC. La amplitud y el desplazamiento también se pueden ajustar. La historia del tiempo y espectro de frecuencias de la señal generada se muestra en formato gráfico.

5.1.3 AMLIFICADOR DE POTENCIA DE AUDIO

El computador provee de una señal de salida a muy baja intensidad por la tarjeta de sonido, por lo cual para aumentar la potencia del parlante es adaptado en nuestro sistema la unidad de control de un *Equipo Sony Mhc-Gn700*, capaz de generar 205 Watts funcionando a 120V.

Figura 46. Unidad de control de un Equipo de sonido Sony Mhc-Gn700



Fuente: Los autores.

Un amplificador de audio tiene que cumplir siempre con las leyes de la termodinámica. La potencia entregada al parlante no puede ser nunca mayor a la potencia que ingresa por la fuente. La potencia entregada por el parlante depende del rendimiento del mismo, siendo ésta un factor que no podemos medir fácilmente por tratarse de una unidad acústica (llamada presión sonora).

5.1.4 BOMBA DE VACIO

Para extraer las moléculas de aire dentro del resonador y crear un vacío parcial para posteriormente suministrarle helio, utilizamos una bomba de vacío de dos etapas.

Tabla 5. Características de la bomba de vacío

Modelo: QVP – 800	Voltaje: 110 V
Desplazamiento de aire libre: 8 CFM	Potencia: 3/4 HP
Vacío final: 5×10^{-1} Pa	Capacidad de aceite: 250 ml

5.1.5 COMPRESOR

Para realizar las diferentes pruebas de aire a presión y detección de fugas, utilizamos un compresor con 1750 rpm y 0,5 HP.

Figura 47. Compresor de aire



Fuente: Los autores.

5.2 PRUEBA DE DETECCIÓN DE FUGAS

La forma mas sencilla para la detección de fugas es preparar una espuma mezclando agua con detergente o jabón. Ésta espuma se coloca en el área de la tubería o el tanque de almacenamiento en donde se sospecha que existe la posibilidad de un escape o fuga de gas. Si la espuma hace burbujas, es porque existe un escape.

Figura 48. Prueba de detección de fugas



Fuente: Los autores.

A pesar de su simplicidad es un método muy efectivo, dado que se puede emplear con cualquier tipo de gas. Esta prueba se realizó con aire, por encima de la presión de operación del refrigerador termoacústico.

5.3 MEDICIONES

5.3.1 PRUEBA CON HELIO Y ANALISIS DE RESULTADOS

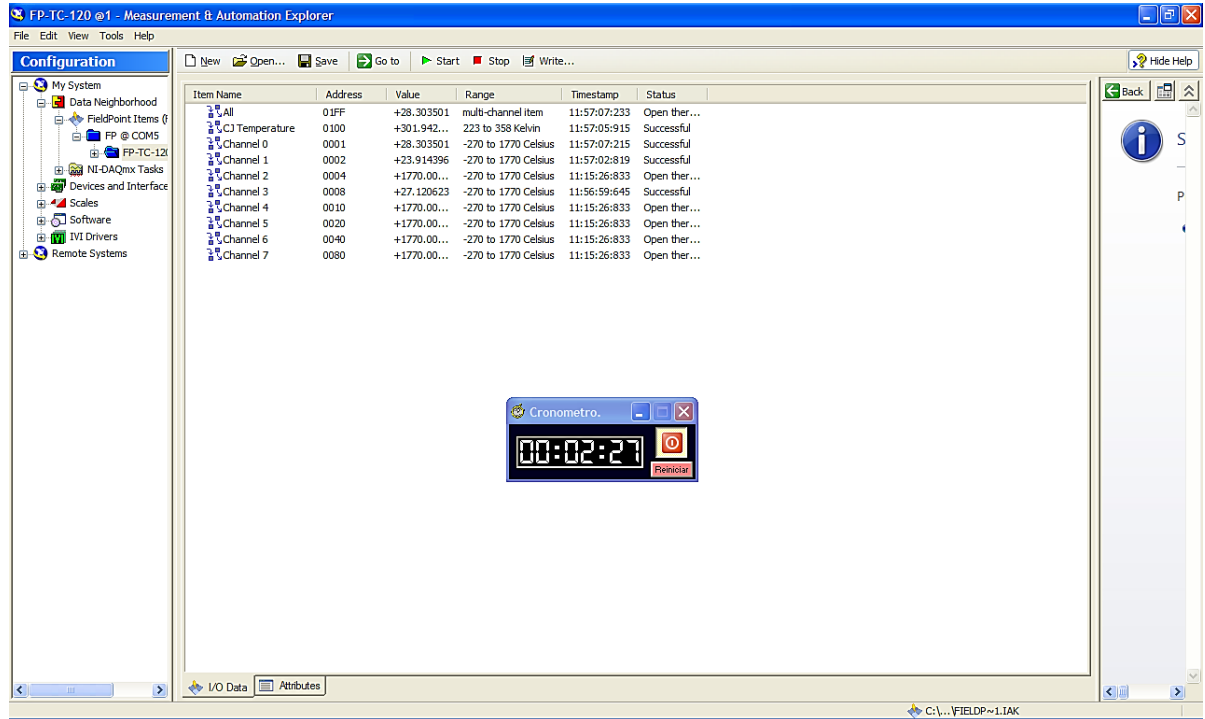
Esta prueba se realizó con helio a una presión 60 [psi], una frecuencia de 400 [Hz] en una onda senoidal, aproximadamente hacia las 11:54 am. En la interfaz de mediciones del fieldpoint, corresponde con la siguiente configuración

Channel 0: Temperatura medida en el lado caliente de la pila

Channel 1: Temperatura medida en el lado frío de la pila

Channel 3: Temperatura medida en el ambiente

Figura 49. Interfaz de usuario del fieldpoint en la prueba con helio



Fuente: Los autores.

La prueba inicia en el momento en que las temperaturas del lado caliente, el lado frío y la temperatura ambiente están iguales. Un cronometro comienza a contabilizar el tiempo en el momento en el cual se inicia (start) el software generador de la onda "Spectro Signal Generator". La prueba termina cuando las temperaturas mantienen un delta constante entre el lado frío y el lado caliente, obteniendo en la prueba con helio los datos que se presentan a continuación

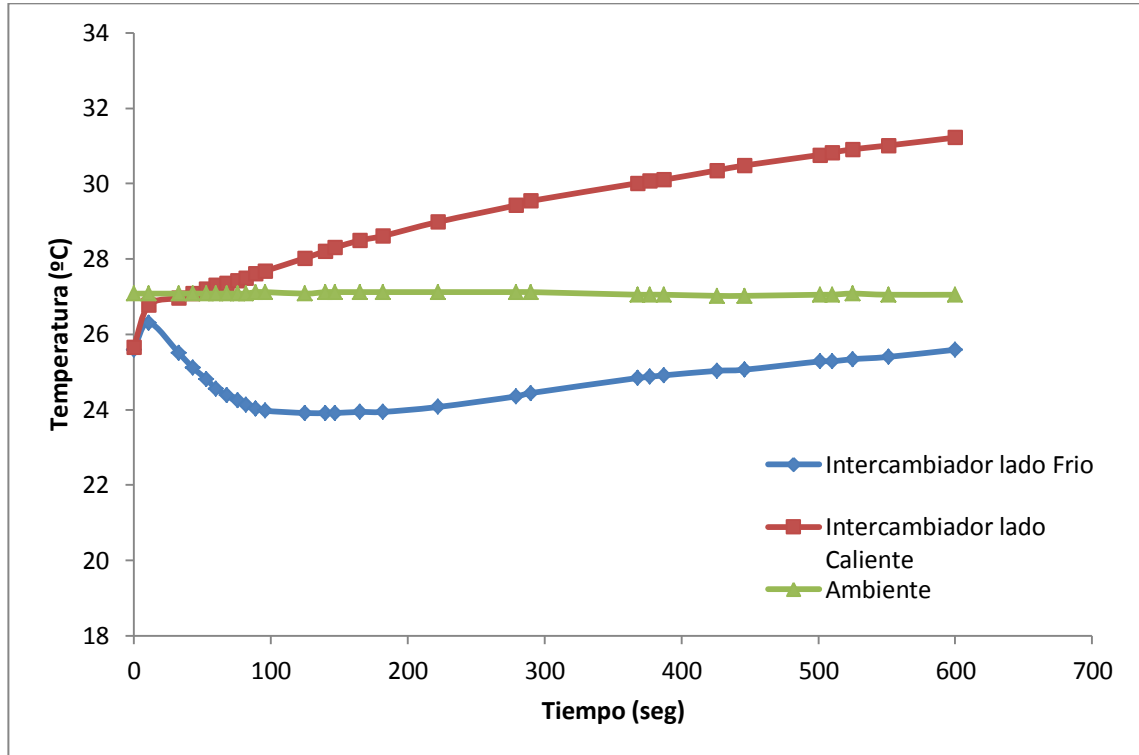
Tabla 6. Datos obtenidos en la prueba con helio

Tiempo(seg)	Intercambiador lado Frío (°C)	Intercambiador lado Caliente (°C)	Ambiente
0	25,59	25,65	27,08
11	26,31	26,77	27,08
33	25,5	26,96	27,08
43	25,12	27,08	27,08
53	24,81	27,21	27,08
60	24,56	27,3	27,08
68	24,38	27,36	27,08

76	24,25	27,43	27,08
82	24,13	27,49	27,08
89	24,03	27,61	27,12
96	23,97	27,68	27,12
125	23,91	28,02	27,08
140	23,91	28,21	27,12
147	23,91	28,3	27,12
165	23,94	28,49	27,12
182	23,94	28,61	27,12
222	24,07	28,98	27,12
279	24,35	29,42	27,12
290	24,44	29,54	27,12
368	24,84	30,01	27,05
377	24,87	30,07	27,05
387	24,91	30,1	27,05
426	25,03	30,35	27,02
446	25,06	30,48	27,02
501	25,28	30,76	27,05
510	25,28	30,82	27,05
525	25,34	30,91	27,08
551	25,4	31,01	27,05
600	25,59	31,22	27,05

Al graficar los anteriores datos se obtiene la siguiente grafica

Figura 50. Grafica Temperatura vs Tiempo (prueba con helio)



Fuente: Los autores.

Se puede observar en la anterior grafica que el lado frio de la pila comienza inmediatamente a disminuir su temperatura por debajo de la temperatura ambiente hasta alcanzar una temperatura mínima de 23,91 °C, en un tiempo de 125 segundos. Las moléculas de helio debido a su alto C_p (5197 [J/kg · K]), alta conductividad térmica y alta velocidad del sonido permiten realizar los procesos de transferencia de calor, compresión adiabática y expansión adiabática en la pila a gran velocidad.

A medida que el tiempo transcurre se observa que la temperatura en el lado frio aumenta muy lentamente y consecutivamente, esto ocurre debido a que en el lado caliente no se retira el calor mediante los intercambiadores de calor por lo que la pila termoacústica tiende a mantener un delta de temperaturas constante de aproximadamente 6 °C entre sus lados. En comparación con la temperatura

ambiente se logra generar una disminución de temperatura en el lado frío de la pila, sobrepasando este límite y alcanzando una diferencia de temperatura de 3,2 °C por debajo de la temperatura a la cual se encuentra el ambiente a esa hora. Además, el calor generado por la bobina del parlante tampoco es retirado y a pesar de que hay una válvula en el sistema de igualación de presión para evitar la transferencia de calor de la bobina al resonador, después de un largo tiempo de encendido el parlante se comienza a transferir calor hacia la parte del resonador por el diafragma del parlante.

5.3.2 PRUEBA CON AIRE Y ANALISIS DE RESULTADOS

Esta prueba se realizó con aire a una presión 60 [psi], una frecuencia de 138 [Hz] en una onda senoidal, la cual fue calculada de la siguiente manera

$$\lambda = 2 \cdot l_{final\ del\ resonador} = 2 \cdot 1,25 = 2,5 [m]$$

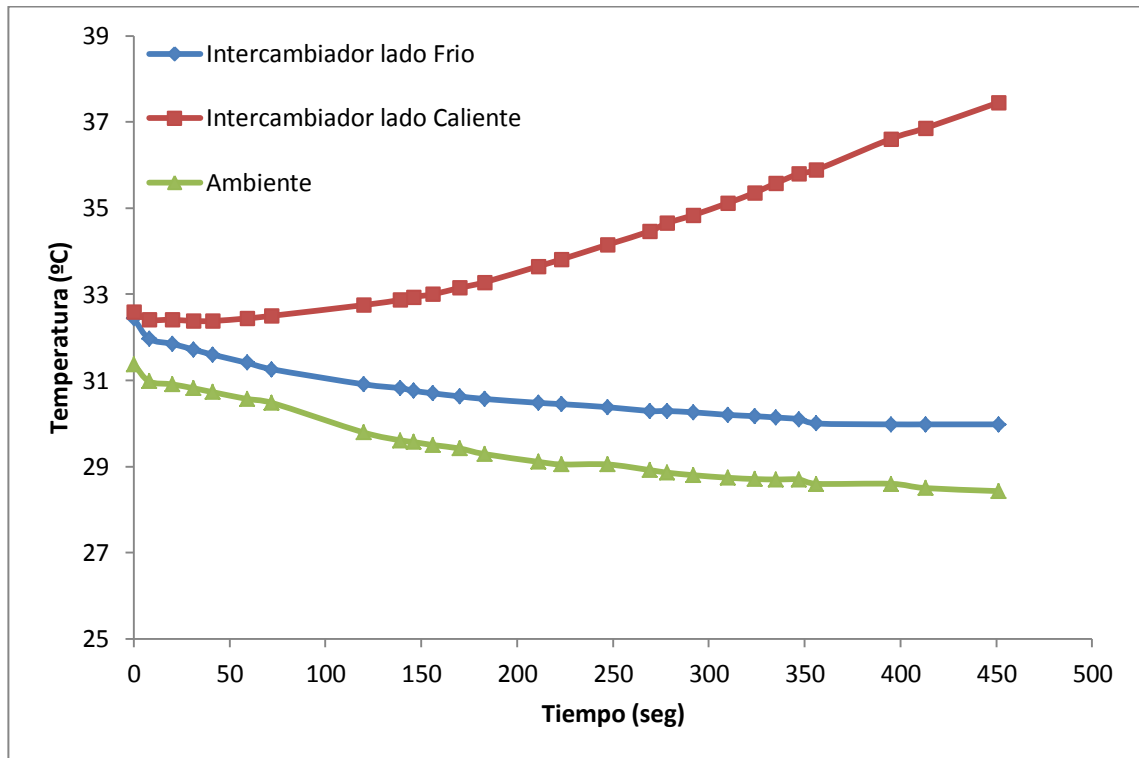
$$f = \frac{a}{\lambda} = \frac{347}{2,5} = 138,8 [Hz]$$

La prueba fue realizada aproximadamente hacia las 2:49 pm, la cual consta de los mismos pasos que la prueba con helio, generando los datos que se presentan en forma grafica en la figura 51.

En la grafica obtenida en la prueba realizada con aire se logra generar un delta de temperaturas entre el lado caliente y frío de la pila de aproximadamente 6 °C, pero también podemos observar que la temperatura en el lado frío de la pila no alcanza a disminuir por debajo de la temperatura ambiente, sino que siempre permanece aproximadamente 2 °C por encima de la temperatura ambiente. Esto se debe a que las moléculas de aire tienen un bajo C_p y una baja conductividad térmica en comparación con el helio, y por lo tanto no puede superar este límite. La disminución de la temperatura en el lado frío de la pila se realiza de manera mas lenta que en la prueba con helio. Además se observa que la temperatura en

el lado caliente de la pila aumenta y aumenta debido a que no se retira el calor del lado caliente de la pila.

Figura 51. Grafica Temperatura vs Tiempo (prueba con aire)



Fuente: Los autores.

5.3.3 EFICIENCIA DEL PARLANTE

La eficiencia de un altavoz nunca supera el 50% y generalmente es menor al 10%, en equipos domésticos (inclusive de alta calidad). La potencia eléctrica es la cantidad de energía que se puede introducir en el altavoz antes de que éste pueda sufrir daños. La potencia acústica es un valor intrínseco de la fuente y la percepción que tiene el hombre de esa potencia acústica es lo que conocemos como volumen⁸.

⁸ Disponible en Internet: < <http://es.wikipedia.org/wiki/Altavoz>>

El parlante WOOFER AMERICAN SOUND SPW-2806, con 8Ω y 120 Watt presentó las siguientes características máximas admisibles de corriente y voltaje

$$P_{maxima} = \frac{V_{maximo}^2}{Z}$$

$$V_{maximo} = \sqrt{P_{maxima} \cdot Z} = \sqrt{120 \cdot 8} = 30,98 [V]$$

$$I_{maxima} = \sqrt{\frac{P}{Z}} = \sqrt{\frac{120}{8}} = 3,87 [A]$$

Las lecturas tomadas con el multímetro durante las pruebas registraron los siguientes valores

$$I_{medida} = 2,2 [A]$$

$$V_{medida} = 25,6 [V]$$

Por lo tanto la potencia suministrada al parlante corresponde a

$$P_{electrica} = I \cdot V = 2,2 \cdot 25,6 = 56,32 [W]$$

Debido a que la eficiencia del parlante es menor al 10% la potencia acústica suministrada al refrigerador termoacústico es calculada de la siguiente manera

$$\eta = \frac{P_{acustica}}{P_{electrica}} \cdot 100\%$$

$$P_{acustica} = \frac{\eta \cdot P_{electrica}}{100} = \frac{10 \cdot 56,23}{100} = 5,62 [W]$$

CONCLUSIONES

- ✓ Se logró diseñar y construir un refrigerador termoacústico usando la teoría termoacústica con expresiones adimensionales y la normalización de parámetros, basándonos también en las aproximaciones de capa límite y pila termoacústica corta, logrando un dispositivo el cual utiliza el sonido para generar energía de enfriamiento.
- ✓ Incrementando la presión media de operación del refrigerador termoacústico a 4 bares obtenemos una mejora en el rendimiento debido a que la potencia de enfriamiento es directamente proporcional a la presión media.
- ✓ Mediante el uso de helio y aire como gas de trabajo se logró conseguir una diferencia de temperaturas de 6 °C entre los lados caliente y frío de la pila.
- ✓ En la prueba realizada con helio se alcanzó una diferencia de temperatura de 3,2 °C por debajo de la temperatura a la cual se encontraba el ambiente a esa hora.
- ✓ Comprobamos en el refrigerador termoacústico que el emplear helio como gas de trabajo, en comparación con el uso de aire como gas de trabajo, nos genera más energía de enfriamiento debido a que provee un entorno de alta velocidad para el sonido y tiene la más alta conductividad térmica de todos los gases inertes, además es económico comparado con otros gases nobles.
- ✓ La eficiencia electroacústica de un altavoz de alta fidelidad comercial es muy baja, ya que el parlante tiene que producir la cantidad de energía

acústica que será absorbida en la pila y en las pérdidas dentro del resonador, pero sigue siendo fácil de usar debido a su bajo costo y disponibilidad.

- ✓ El diseño y construcción de los intercambiadores de calor es una labor compleja debido al poco espacio disponible para su instalación dentro del resonador y el área de transferencia de calor que éste debe tener sin afectar el campo de la onda en el resonador.
- ✓ Se logró obtener un dispositivo de refrigeración de fácil montaje y desmontaje, amigable con el ambiente, sencillo, de poco mantenimiento, con el fin de contribuir a la generación y desarrollo de posteriores investigaciones en el área de termoacústica.

RECOMENDACIONES

Debido a la ineficiencia del altavoz utilizado en la transformación de energía eléctrica a energía acústica (menor al 10%) y la dificultad en el montaje de los intercambiadores de calor se recomiendan los siguientes cambios para en su diseño con el fin de mejorar el funcionamiento del refrigerador termoacústico:

- Optimizar el parlante utilizando un motor/alternador Qdrive con espacio de sellado anti-desgaste cilindro/pistón para desarrollar una alta potencia y eficiencia acústica⁹.
- Optimizar el parlante utilizando generadores de onda de presión (Pressure Wave Generators), los cuales son dispositivos electroacústicos muy poderosos que producen alta intensidad de potencia acústica, amplitudes de presión hasta un 25% por encima de la presión media, bajo nivel de ruido y de vibraciones¹⁰.
- Optimizar el sistema de intercambio calor con el medio exterior utilizando intercambiadores de calor aleteados en el cual las aletas cubran la mayor parte del área circular de la sección transversal del resonador y el líquido a refrigerar pase por un espacio creado en las paredes circulares del intercambiador, con el fin de aumentar el área de transferencia de calor y facilitar mucho mas su ensamblaje¹¹.

⁹ Disponible en: < <http://www.qdrive.com/UI/Components-Acoustic-Drives-.aspx?ptype=3&mcid=115&pcid=115&ccid=117&pid=20> >

¹⁰ Disponible en: < <http://www.qdrive.com/UI/Components-Pressure-Wave-Generators-.aspx?ptype=3&mcid=115&pcid=115&ccid=118&pid=26> >

¹¹ Disponible en: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110700083X> >

- Utilizar una presión media de operación (p_m) más alta, debido a que es directamente proporcional a la potencia de enfriamiento y los materiales con los cuales se encuentra construido el resonador puede soportar presiones superiores.
- Emplear una pila termoacústica pin-array, la cual cuenta con una matriz triangular de barras o agujas alineadas con el vector de onda acústica y según el diagrama de la función de Rott son las más eficientes entre las geometrías de pilas existentes.

BIBLIOGRAFIA

- EMMANUEL, Nsofor; SERDAR, Celik and XUDONG Wang. Experimental study on the heat transfer at the heat exchanger of the thermoacoustic refrigerating system. En: Elsevier [en línea]. No 27 (2007) < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110700083X> > [citado en 19 de marzo de 2007]
- JOHANSSON, Henrik. Thermoacoustic heat pump as a possibility to increase the efficiency of a tumble dryer. Chalmers University of Technology. Department of Civil Environmental Engineering. Division of Applied Acoustic. Vibroacoustic Group. Disponible en: <<http://documents.vsect.chalmers.se/CPL/exjobb2007/ex2007034.Pdf>>
- RIETDIJK, Freddy and LARSSON, Krister. Thermoacoustic refrigeration using a standing-wave device. SP Technical Research Institute of Sweden. Energy Technology: Acoustics. Disponible en: <http://fridh.nl/wp-content/2010/09/2010-06-01_report_final.pdf>
- SARTORI, Rafael e PIMENTA, João. Análise teórica e avaliação experimental de um refrigerador termoacústico guiada por um algoritmo de otimização En: VIII Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración [en línea]. (1 al 3 de junio, 2005). Disponible en: <http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/ARTIGO_CIAR_Termoacustica.pdf> [citado en 3 de junio de 2005]
- TIJANI, MEH; ZEEGERS, JCH and DE WAELE ATAM. Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration. [en línea]. No 42 (2001) Disponible en:

<http://alexandria.tue.nl/extra2/200112997.pdf> [citado en 5 de diciembre de 2001]

- TIJANI, MEH; ZEEGERS, JCH and DE WAELE ATAM. Design of Thermoacoustic Refrigerators En: Elsevier [en línea]. No 42 (2001) <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011227501001795>> [citado en 5 de diciembre de 2001]

- TIMOTHY, Ryan. Design and control of a standing-wave thermoacoustic refrigerator. University of Pittsburgh. Disponible en: <http://etd.library.pitt.edu/ETD/available/etd11132009152225/unrestricted/ryants_etd2009.pdf> [citado en 30 de noviembre de 2009]

ANEXOS

ANEXO A. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

Los pasos que se deben seguir para lograr un proceso de refrigeración termoacústica exitoso son:

1. Observar el manómetro para verificar si el refrigerador esta lleno de algún gas de trabajo. En caso de que el manómetro este en cero, verificar que la válvula de entrada del gas de trabajo y la válvula de igualación de presión estén abiertas.



2. Conectar la entrada del refrigerador termoacústico a la bomba de vacío QVP – 800 por medio de la manguera con acoples de $1/4$ in y $3/8$ in en los extremos, luego conectar a un toma corriente de 110 voltios, encender la bomba de vacío accionando el botón negro durante 1 minuto. Al cabo de transcurrido este tiempo cerrar la válvula de entrada del refrigerador y apagamos la bomba de vacío.



3. Acoplar la pipeta de helio al resonador por medio de una manguera con acoples $1/4$ in en los extremos, al realizar esto procedemos a abrir la válvula de suministro de helio, Con las dos válvulas abiertas, llenar el refrigerador termoacústico con helio hasta que el manómetro marque una presión de 60 [psi].



4. Cuando el manómetro marque la presión de operación adecuada cerrar la válvula de entrada del gas de trabajo.



5. Con el amplificador de potencia en “stand by”, conectar los cables del parlante al los bornes de salida del amplificador de potencia de audio, teniendo cuidado de colocar correctamente los bornes negro (negativo) y rojo(positivo) del cable del parlante con las salidas negra y roja del amplificador de potencia.

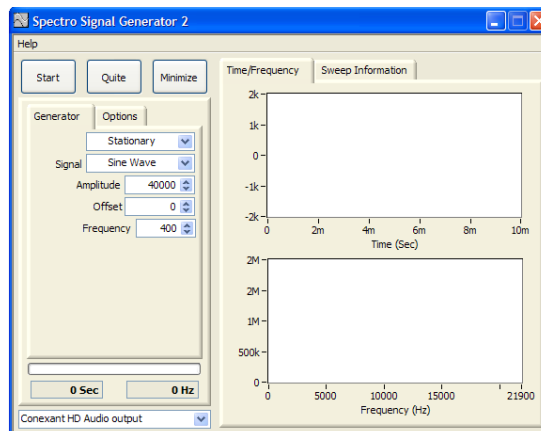


6. Acoplar el cable que conecta la salida de sonido del computador con las entradas roja y blanca de video en el amplificador de potencia de audio.

7. Cerrar la válvula de igualación de presión con el fin de disminuir la transferencia de calor desde la bobina del parlante hacia el lado caliente de la pila.
8. Encender el amplificador de potencia, abrir en el computador el software generador de la señal (Spectro Signal Generator 2) y la interfaz de usuario del fieldpoint verificando que los canales a los que estén conectados las termocuplas envíen señal a este.

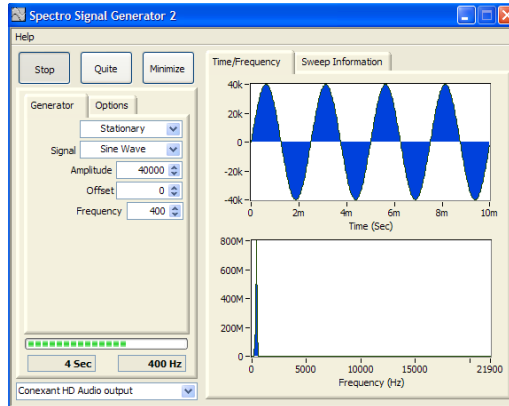


9. Verificar que en el software generador de la onda el tipo de señal seleccionada sea senoidal, con una frecuencia de operación de 400 [Hz].

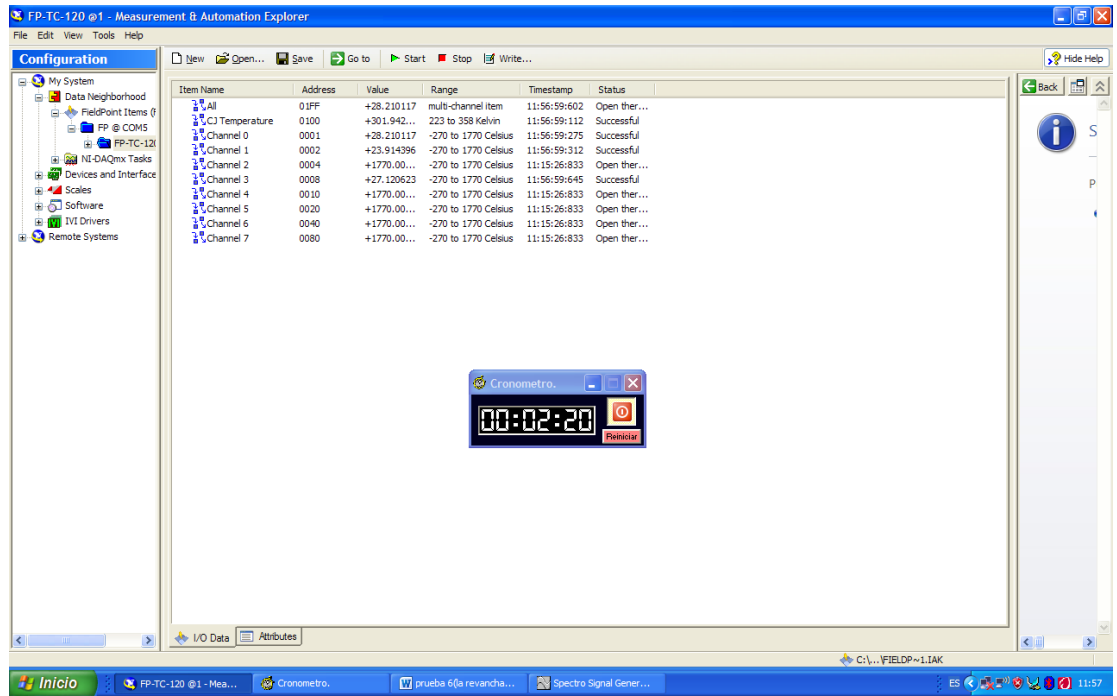


10. Poner a circular en el intercambiador del lado frio de la pila el líquido al cual se le desea disminuir la temperatura y en el intercambiador caliente otra línea de líquido para retirar el calor.

11. Iniciar la generación de la señal desde el computador hasta alcanzar la temperatura deseada en el lado frio de la pila termoacústica.

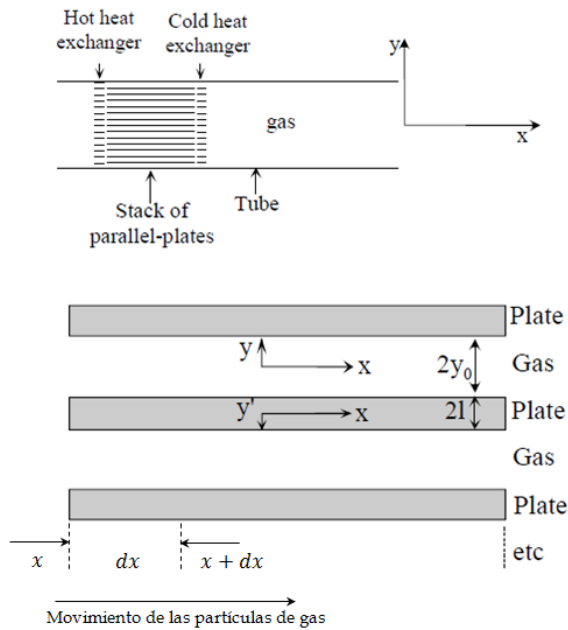


12. Detener la generación de la señal cuando se haya alcanzado la temperatura deseada en el lado frio de la pila.



ANEXO B. DESARROLLO DE LAS ECUACIONES DE POTENCIA ACUSTICA Y FLUJO DE CALOR

Swift desarrolló una expresión para potencia acústica dW usada en un segmento de longitud dx en la pila. Esta potencia es la diferencia de la potencia acústica en $x + dx$ y la potencia acústica en x .



Por lo tanto

$$dW = A_g [\overline{\langle p_1 u_1 \rangle}_{x+dx} - \overline{\langle p_1 u_1 \rangle}_x]$$

donde la barra encima de la expresión indica promedio, A_g es el área de la sección transversal del gas dentro de la pila y los corchetes $\langle \rangle$ indican un promedio en la dirección y . Expandiendo $\overline{\langle p_1 u_1 \rangle}_{x+dx}$ mediante series de Taylor, la expresión para dW puede ser escrita como

$$dW = A_g \left[\frac{d\overline{\langle p_1 u_1 \rangle}}{dx} dx \right]$$

El promedio para el producto de dos cantidades complejas tales como p_1 y $\langle u_1 \rangle$ es dado por

$$p_1 \langle u_1 \rangle = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \langle u_1^* \rangle]$$

Donde el asterisco indica conjugación compleja y $\text{Re}[\]$ significa la parte real. Por lo tanto,

$$dW = \frac{1}{2} A_g \text{Re} \left[p_1 \frac{d\langle u_1^* \rangle}{dx} + \langle u_1^* \rangle \frac{dp_1}{dx} \right] dx$$

Para evaluar esta expresión de la ecuación de onda de Rott obtenemos las derivadas dp_1/dx y $d\langle u_1 \rangle/dx$, como se presenta a continuación

$$\langle u_1 \rangle = \frac{j}{\rho_m \omega} \frac{dp_1}{dx} (1 - f_v)$$

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{-j \rho_m \omega \langle u_1 \rangle}{(1 - f_v)}$$

$$\frac{a^2}{\omega^2 \rho_m} \frac{d}{dx} \left[\frac{(1 - f_v) dp_1}{\rho_m} \right] = \frac{a^2}{\omega^2 \rho_m} \frac{d}{dx} (-j \omega \langle u_1 \rangle)$$

$$\frac{d\langle u_1 \rangle}{dx} = \frac{-j \omega}{a^2 \rho_m} \left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \varepsilon_s)} f_k \right] p_1 + \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 + \varepsilon_s)(1 - \sigma)} \beta \frac{dT_m}{dx} \langle u_1 \rangle$$

Sustituyendo dp_1/dx y $d\langle u_1 \rangle/dx$, en dW se obtiene

$$\frac{dW}{dx} = -\frac{A_g}{2} \left(\frac{\omega \rho_m \text{Im}[-f_v]}{|1 - f_v|^2} |\langle u_1 \rangle|^2 + \frac{\omega(\gamma - 1) \text{Im}[-f_k]}{\gamma \rho_m} |p_1|^2 \right)$$

$$+ \frac{A_g}{2} \frac{1}{(1 - \sigma) T_m} \frac{dT_m}{dx} \text{Re} \left[\frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)} \tilde{p}_1 \langle u_1 \rangle \right]$$

Esta es la potencia acústica absorbida en la pila por unidad de longitud. Los dos primeros términos en la ecuación de potencia acústica indican viscosidad y disipación térmica respectivamente. Estos dos términos están presentes siempre

que una onda interactúe con una superficie sólida. El tercer término contiene un gradiente de temperatura dT_m/dx . Este término puede absorber o producir energía acústica (primer movimiento) dependiendo de la magnitud del gradiente de temperatura a lo largo de la pila.

Finalmente, Swift procede a desarrollar una expresión para el flujo de energía H en la pila. Se considera que en el refrigerador termoacústico el trabajo es generado por un altavoz, está térmicamente aislado de los alrededores excepto en los intercambiadores de calor, por lo que el calor se puede intercambiar con el mundo exterior solo a través de los intercambiadores de calor. La ley general de conservación de energía para un fluido es expresada como

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[\rho v \left(\frac{1}{2} v^2 + h \right) - K \nabla T - v \cdot \Sigma \right]$$

En estado estable, para un refrigerador cíclico (primer movimiento) aislado con los alrededores, el flujo de energía H a lo largo de x debe ser independiente de x . Los términos de tercer orden en la velocidad v son rechazados y los cambios de energía interna no son tenidos en cuenta. Tomando la componente x de la ecuación de conservación de energía e integrando los términos restantes con respecto a y desde $y = 0$ hasta $y = y_0$

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^{y_0} \overline{\rho u h} dy - \int_0^{y_0} K \frac{\overline{\partial T}}{\partial x} dy - \int_0^l \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' - \int_0^{y_0} \overline{v \cdot \Sigma} dy \right] = 0$$

La cantidad entre los corchetes cuadrados es el flujo de energía promedio por unidad de perímetro H/Π a lo largo de x , donde

$$\Pi = \frac{A}{y_0 + l}$$

Por lo tanto

$$\frac{H}{\Pi} = \int_0^{y_0} \overline{\rho u h} dy - \int_0^{y_0} K \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} dy - \int_0^l \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' - \int_0^{y_0} \overline{v \cdot \Sigma} dy$$

La notación compleja es usada para variables en el tiempo de oscilación: presión p , temperatura T , componentes de velocidad (u, v, ω) , densidad ρ , y la entropía s por unidad de masa

$$p = p_m + \text{Re}[p_1(x)e^{j\omega t}]$$

$$u = \text{Re}[u_1(x, y, z)e^{j\omega t}]$$

$$v, \omega = \text{similar a } u$$

$$T = T_m(x) + \text{Re}[T_1(x, y, z)e^{j\omega t}]$$

$$\rho, s, T_s = \text{similar a } T$$

En las aproximaciones acústicas, las variables son armónicas y dependen del tiempo $e^{j\omega t}$, donde $\omega = 2\pi f$, y f es la frecuencia de oscilación. Los valores medios de las diferentes variables son dados por el subíndice m y son reales. Los términos de primer orden en la expansión, los cuales son complejos, son dados por el subíndice 1. Se asume que el orden mas bajo en la amplitud acústica es suficiente para todas las variables.

Resolviendo la primera integral y usando las aproximaciones acústicas anteriormente descritas obtenemos

$$\overline{\rho u h} \cong \rho_m h_m \overline{u_1} + \rho_m h_m \overline{u_2} + h_m \overline{\rho_1 u_1} + \rho_m \overline{h_1 u_1}$$

El primer termino en el lado derecho es cero porque $\overline{u_1} = 0$. El segundo y tercer término de la integral suman cero, ya que el flujo de masa promedio es cero debido a la reflexión de la onda

$$\rho_m \overline{u_2} + \overline{\rho_1 u_1} = 0$$

Por lo tanto, si usamos la expresión termodinámica

$$dh = T ds + \frac{dp}{\rho} = c_p dT + \left(\frac{1}{\rho}\right) (1 - \beta T) dp$$

se obtiene

$$\overline{\rho u h} \cong \rho_m \overline{h_1 u_1} = c_p \rho_m \overline{T_1 u_1} + (1 - \beta T_m) \overline{p_1 u_1}$$

Solo los términos de orden cero son significativos en la segunda y tercera integral. Por lo tanto

$$\begin{aligned} \frac{H}{\Pi} &= \int_0^{y_0} \rho_m \overline{h_1 u_1} dy - (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \\ \frac{H}{\Pi} &= \int_0^{y_0} \overline{p_1 u_1} dy + \int_0^{y_0} T_m \rho_m \overline{s_1 u_1} dy - (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \\ \frac{H}{\Pi} &= \int_0^{y_0} [c_p \rho_m \overline{T_1 u_1} + (1 - \beta T_m) \overline{p_1 u_1}] dy - (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned}$$

Sustituyendo las ecuaciones de velocidad y temperatura de la partícula de gas, u_1 y T_1 respectivamente, en la anterior expresión, se obtiene

$$u_1(x, y) = \frac{j}{\rho_m \omega} \left(\frac{dp_1}{dx} \right) \left[1 - \frac{\cosh \left[\frac{1+j}{\delta_v} y \right]}{\cosh \left[\frac{1+j}{\delta_v} y_0 \right]} \right]$$

$$\begin{aligned} T_1(x, y) &= \frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 - \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \left[1 - \left(\frac{1}{\sigma - 1} \right) \frac{\cosh(\alpha_v y)}{\cosh(\alpha_v y_0)} \right] \\ &\quad - \left(\frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{\left(1 + \frac{\varepsilon_s f_v}{f_k} \right) dT_m}{(\sigma - 1) dx} \frac{dp_1}{dx} \right) \frac{\cosh(\alpha_k y)}{(1 + \varepsilon_s) \cosh(\alpha_k y_0)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H &= \frac{A_g}{2} \text{Re} \left[p_1 \langle \tilde{u}_1 \rangle \left(1 - \frac{f_k - \tilde{f}_v}{(1 + \sigma)(1 - \tilde{f}_v)} \right) \right] \\ &\quad + \frac{A_g \rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|^2}{2 \omega (1 + \sigma^2) |1 - f_v|^2} \text{Im} [f_k + \sigma \tilde{f}_v] \frac{dT_m}{dx} - (A_g K + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned}$$

Luego estas ecuaciones de flujo de calor H y de potencia acústica W , mediante aproximaciones capa límite y pila termoacústica corta se obtienen expresiones las cuales contienen una gran cantidad de parámetros del gas de trabajo, material y parámetros geométricos de la pila. Por lo tanto, mediante la normalización de parámetros, se reduce el número de parámetros al escoger un grupo de variables adimensionales independientes y obtener una expresión adimensional, la cual permite trabajar con mayor facilidad y es útil para examinar la dependencia de la longitud de la pila y la posición de la pila.

ANEXO C. CARTA DE SELECCIÓN DE DIÁMETRO DE TUBERÍA

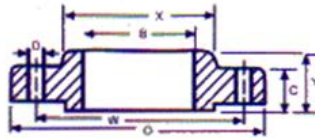
TUBERÍA SCH 10

Diámetro nominal NPS	Diam. Ext.		Cedula 10					
	pg	mm	Grosor Pared		Presión Int. Trab.		Paso Aprox.	
			pg	mm	PSI	Kg/m	Lb/pie	Kg/m
1/8	.405	10.29	.049	1.24	4270	300	.19	.28
1/4	.540	13.72	.065	1.65	4240	298	.33	.49
3/8	.675	17.15	.065	1.65	3320	233	.42	.63
1/2	.840	21.34	0.83	2.11	3420	240	.67	1.00
3/4	1.050	26.67	.083	2.11	2690	189	.86	1.28
1	1.315	33.40	.109	2.77	2830	199	1.40	2.09
1 1/4	1.660	42.16	.109	2.77	2210	155	1.81	2.69
1 1/2	1.900	48.26	.109	2.77	1920	135	2.09	3.11
2	2.375	60.33	.109	2.77	1520	107	2.64	3.93
2 1/2	2.875	73.03	.120	3.05	1380	97	3.53	5.27
3	3.500	88.90	.120	3.05	1120	79	4.33	6.46
3 1/2	4.000	101.60	.120	3.05	980	69	4.97	7.42
4	4.500	114.30	.120	3.05	867	61	5.61	8.37
6	6.625	168.28	.134	3.40	655	46	9.29	13.85
8	8.625	219.08	.148	3.76	555	39	13.40	19.98
10	10.750	273.05	.165	4.19	495	35	18.70	27.88



ANEXO D. CARTA DE SELECCIÓN DE LAP-JOINT

PRESION 150 Lbs.	Diámetro Nominal de la Tubería (NPS)	Diámetro Exterior		Espesor de la Erida Min.		Diámetro de la Base del Cuello		Diámetro Exterior Chaffán Welding Neck		ALTURA		DIÁMETRO INTERIOR		TALADRADO		Número de Agujeros					
		O	C	X	A	Y	Y	B	B	W	D										
		Slip On	Welding Neck	Slip On	Welding Neck Standard	Slip On	Welding Neck	Slip On	Welding Neck Standard	Diámetro de la Circunferencia de los agujeros	Diámetro de los Agujeros										
1/2	3.5	88.9	0.44	11.1	1.19	30.2	0.84	21.3	0.62	15.7	1.88	47.8	0.88	22.4	0.62	15.7	2.38	60.5	0.62	15.7	4
3/4	3.88	98.5	0.50	12.7	1.50	38.1	1.05	26.7	0.62	15.7	2.06	52.3	1.09	27.7	0.82	20.8	2.75	69.9	0.62	15.7	4
1	4.25	108.0	0.56	14.2	1.94	49.3	1.32	33.5	0.69	17.5	2.19	55.6	1.36	34.5	1.05	26.7	3.12	79.2	0.62	15.7	4
1 1/4	4.62	117.3	0.62	15.7	2.31	58.7	1.66	42.2	0.81	20.6	2.25	57.2	1.70	43.2	1.38	35.1	3.50	88.9	0.62	15.7	4
1 1/2	5.00	127.0	0.69	17.5	2.56	65.0	1.50	38.1	0.88	22.4	2.44	62.0	1.95	49.5	1.61	40.9	3.88	98.6	0.62	15.7	4
2	6.00	152.4	0.75	19.1	3.06	77.7	2.38	60.5	1.00	25.4	2.50	63.5	2.44	62.0	2.07	52.6	4.75	120.7	0.75	19.1	4
2 1/2	7.00	177.8	0.88	22.4	3.56	90.4	2.88	73.2	1.12	28.4	2.75	69.9	2.94	74.7	2.47	62.7	5.50	139.7	0.75	19.1	4
3	7.50	190.5	0.94	23.9	4.25	108.0	3.50	88.9	1.19	30.2	2.75	69.9	3.59	91.2	3.07	78.0	6.00	152.4	0.75	19.1	4
3 1/2	8.50	215.9	0.94	23.9	4.81	122.2	4.00	101.6	1.25	31.8	2.81	71.4	4.07	103.4	3.55	90.2	7.00	177.8	0.75	19.1	8
4	9.00	228.6	0.94	23.9	5.31	134.8	4.50	114.3	1.31	33.3	3.00	76.2	4.57	116.0	4.03	102.4	7.50	190.5	0.75	19.1	8
5	10.00	254.0	0.94	23.9	6.44	163.6	5.56	141.2	1.44	36.6	3.50	88.9	5.66	143.8	5.05	128.3	8.50	215.9	0.88	22.4	8
6	11.00	279.4	1.00	25.4	7.56	192.0	6.63	168.4	1.56	39.7	3.50	88.9	6.72	170.7	6.07	154.2	9.50	241.3	0.88	22.4	8
8	13.50	342.9	1.12	28.4	9.69	246.1	8.63	219.2	1.75	44.5	4.00	101.6	8.72	221.5	7.98	202.7	11.75	298.5	0.88	22.4	8
10	16.00	406.4	1.19	30.2	12.0	304.8	10.75	273.1	1.94	49.3	4.00	101.6	10.88	276.4	10.02	254.5	14.25	362.0	1.00	25.4	12
12	19.00	482.6	1.25	31.8	14.38	365.3	12.75	323.9	2.19	55.6	4.50	114.3	12.88	327.2	12.00	304.8	17.00	431.8	1.00	25.4	12



ANEXO E. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL NEOPRENO

ASME Boiler and Pressure Vessel Code Calculations

Gasket Materials and Contact Facings

Gasket factors (*m*) for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress (*y*)

Gasket Material	Gasket Factor (<i>m</i>)	Minimum Design Seating Stress (<i>y</i>) (psi)	Sketches and Notes	Seating Width (See Table)		
				Gasket Group	Column	
Self-Energizing Types O-rings, metallic, elastomer, and other gasket types considered as self-sealing	0	0				
Elastomers without fabric Below 75A Shore Durometer 75A or higher Shore Durometer	0.50 1.00	0 200		(1a), (1b) (1c), (1d), (4), (5)	II	
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400				
Vegetable fiber	1.75	1100				
Flexicarb products NR SR ST	2.00 2.00 2.00	900 900 2,500				(1a) (1b)
MRG	2.00	2,500				(1a) (1b)
Flexpro	2.00	2,500				(1a) (1b)
Spiral wound metal, with filler	3.00	10,000				(1a), (1b)
Spiral wound Style LS	3.00	5,000		(1a) (1b)		
Corrugated metal with filler or Corrugated metal jacketed with filler	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2900 3700 4500 5500 6500		(1a), (1b)	II	
Corrugated metal	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7600		(1a), (1b), (1c), (1d)		
Flat metal jacketed, with filler	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75	5500 6500 7600 8000 9000 9000		(1a), (1b), (1c), (1d), (2)		
Grooved metal	3.25 3.50 3.75 3.75 4.25	5500 6500 7600 9000 10100		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3)		
Solid flat metal	4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	8800 13000 18000 21800 26000		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3), (4), (5)		I
Ring Joint	5.50 6.00 6.50	18000 21800 26000		(6)		

Notes:

This table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width *b* given in the table on the next page. The design values and other details given in this table are suggested only and are not mandatory.

The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.

ANEXO F. CONTAMINACIÓN AMBIENTAL DE LOS CLOROFLUOROCARBONADOS

Clorofluorocarbonados

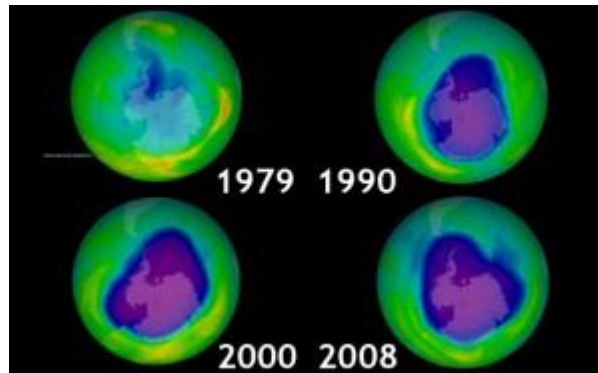
Son compuestos de flúor y carbono, como el nombre lo indica. El flúor, al igual que el cloro, son catalizadores negativos en la formación de ozono. Un catalizador es una especie química que interviene en una reacción formando un producto intermedio entre los reactivos y el producto final, logrando disminuir la energía de activación, la cual es la energía necesaria para que se produzca una reacción.

El flúor y el cloro catalizan y destruyen el ozono para producir oxígeno. El ozono absorbe la luz ultravioleta de la radiación solar, por consiguiente al disminuir la capa de ozono en la atmósfera el índice de rayos UV aumenta, siendo perjudiciales para la vida en la tierra. El flúor proviene en su mayor parte del freón de los equipos de refrigeración

Daños recientes a la capa de ozono

Los sistemas industriales y domésticos de refrigeración (frigoríficos, congeladores, aire acondicionado, etc...) se basan en la compresión y expansión de un gas de forma cíclica. Los gases utilizados en estos procesos, tarde o temprano terminan por escapar a la atmósfera, resultando que los más adecuados para el proceso de refrigeración causan efecto invernadero o destrucción de la capa de ozono.

Progreso de la destrucción de la capa de ozono

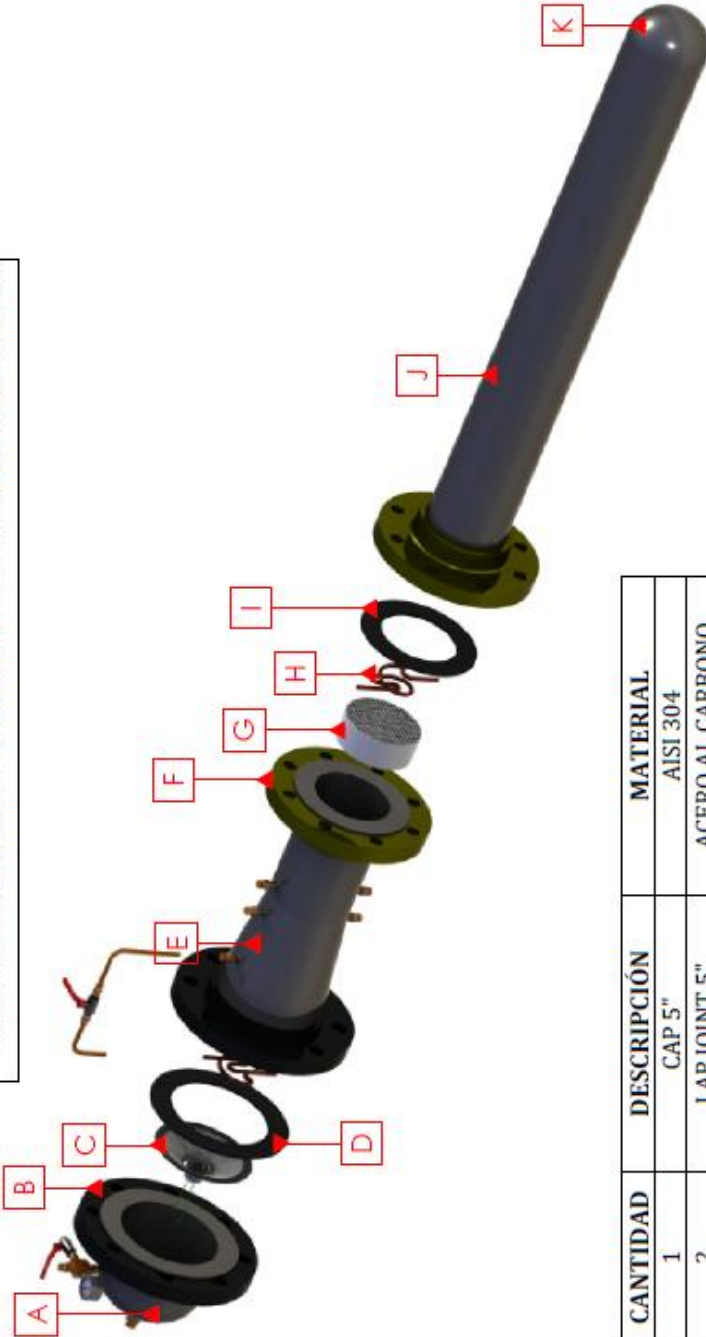


Fuente: Disponible en: <http://calentamientoglobaldb.blogspot.com/>


Durante la década de los 90 casi todos los países firmaron y consecuentemente ratificaron el Protocolo de Montreal de San Ignacio y sus correcciones posteriores. Este acuerdo incluye una escala de tiempo estricto para la desaparición de refrigerantes que ataca el ozono y requiere el uso provisional hasta su sustitución por refrigerantes que no dañen el ozono. Este cambio resultó en el aumento de la variedad de refrigerantes de uso común existentes de 3 a 4 veces mayor. El protocolo de Kyoto compromete a los países firmantes a reducir la tasa de emisión de dichos gases por lo que se necesita buscar nuevos sistemas refrigerantes o sistemas de refrigeración que sean eficientes y ecológicos.

ANEXO G. PLANOS DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO

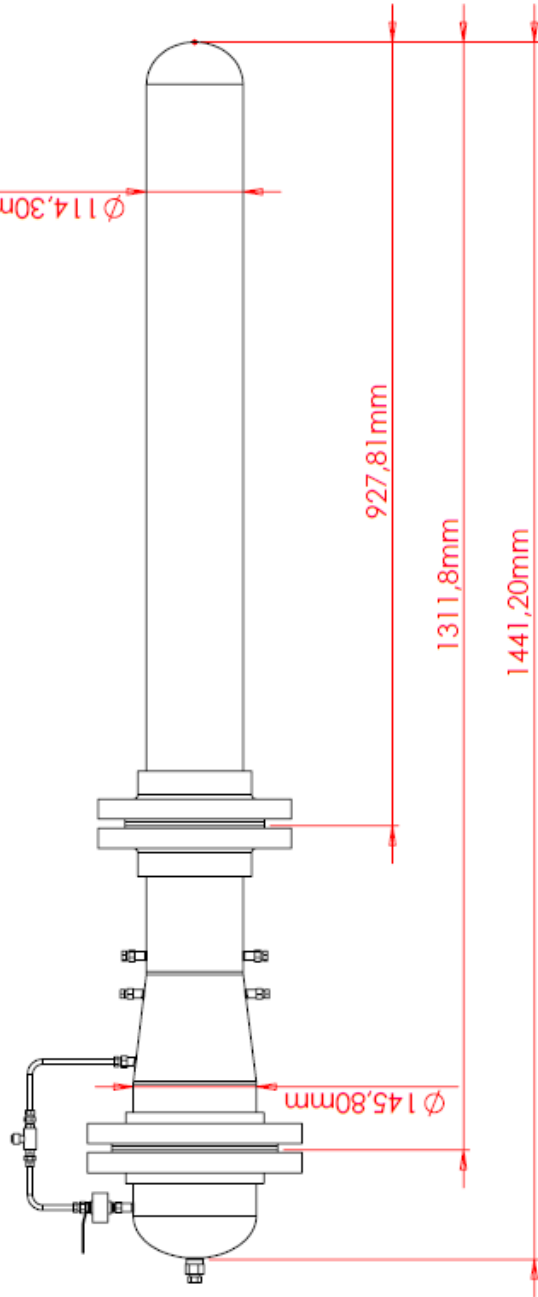
VISTA EXPLOSIONADA DEL REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO




ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
A	1	CAP 5"	AISI 304
B	2	LAP JOINT 5"	ACERO AL CARBONO
C	1	ALTAVOZ	-----
D	1	SELLO 5"	NEOPRENO
E	1	EXPANSIÓN DE 4" A 5"	AISI 304
F	2	LAP JOINT 4"	ACERO AL CARBONO
G	1	PILA TERMOACUSTICA	CELCOR
H	2	INTERCAMBIADOR	COBRE
I	1	SELLO 4"	NEOPRENO
J	1	RESONADOR	AISI 304
K	1	CAP 4"	AISI 304

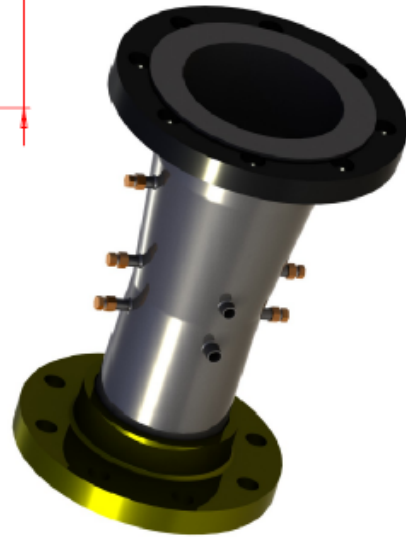
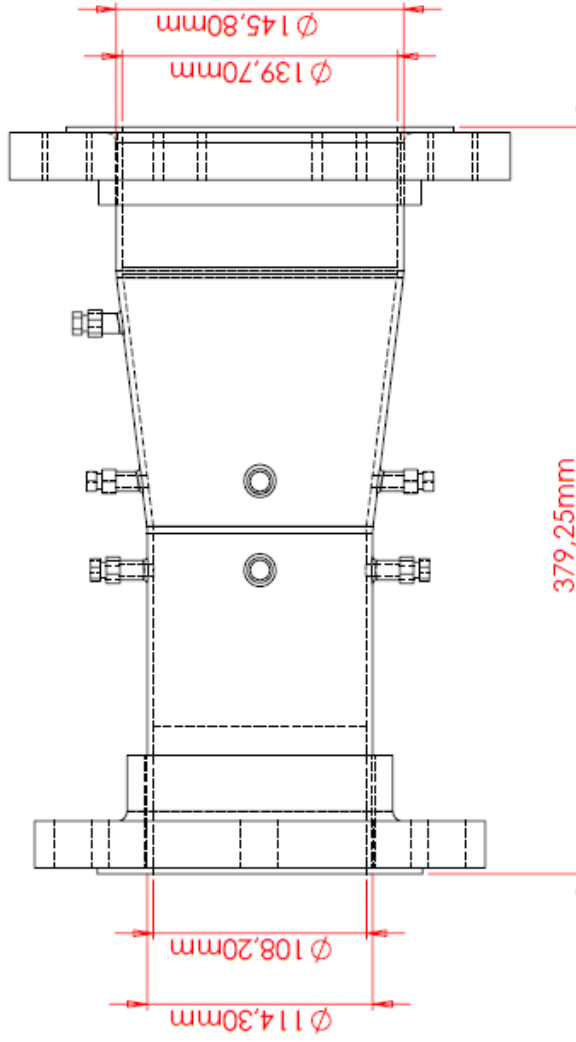
AUTORES	CODIGO
Edgar Jesús Rodríguez Montero	2061483
Carlos Andrés Peinado Rodríguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 001
TEMA: Vista explosionada del Refrigerador Termoacústico	
	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	


VISTA PRINCIPAL DEL REFRIGERADOR TERMOACUSTICO



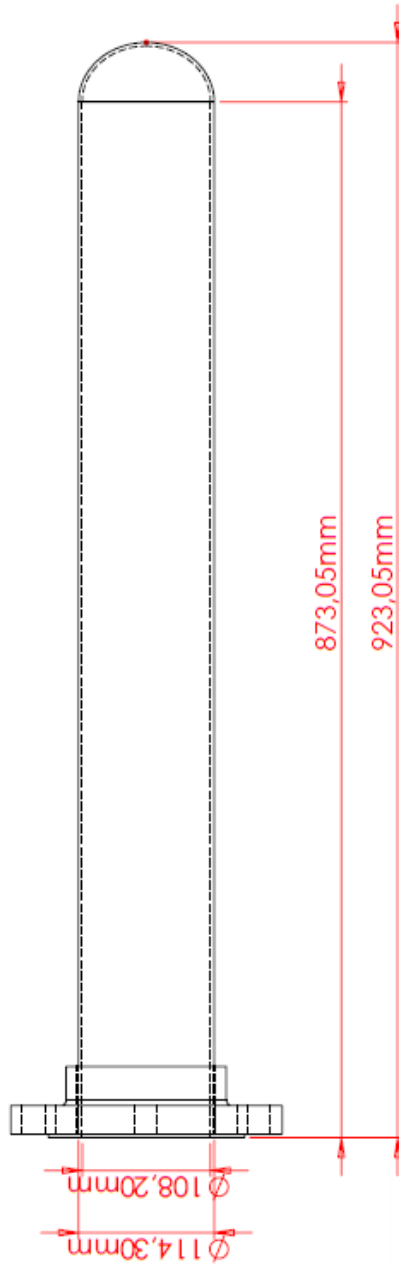
AUTORES	CODIGO
Edgar Jesús Rodríguez Montero	2061483
Carlos Andrés Peinado Rodríguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 002
TEMA: Vista principal del Refrigerador Termoacústico	
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	


EXPANSION DE 4 A 5 PULGADAS



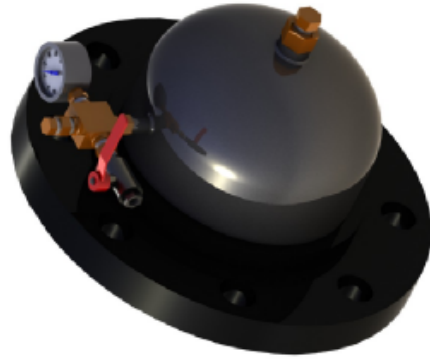
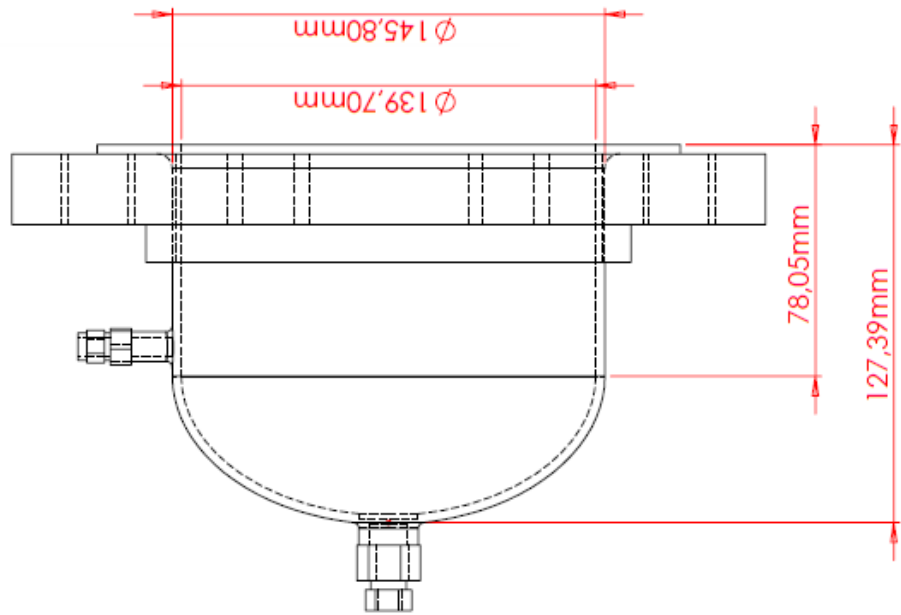
AUTORES	CODIGO
Edgar Jesús Rodríguez Montero	2061483
Carlos Andrés Peinado Rodríguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 003
TEMA: Expansión de 4 a 5 pulgadas	
	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	


RESONADOR



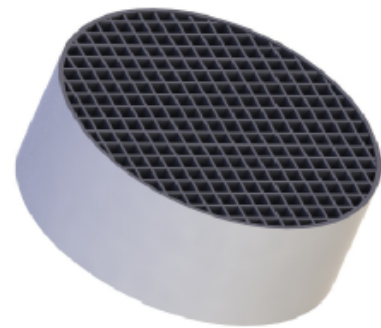
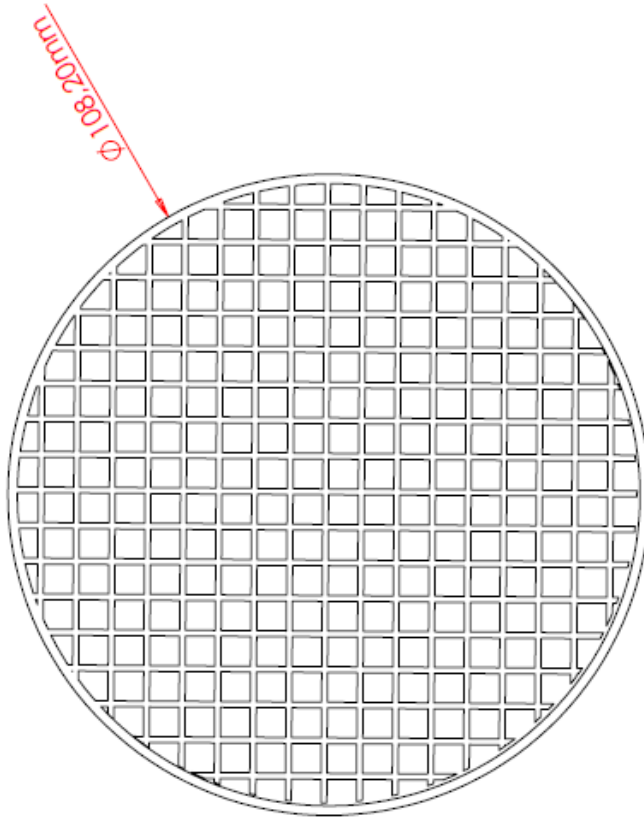
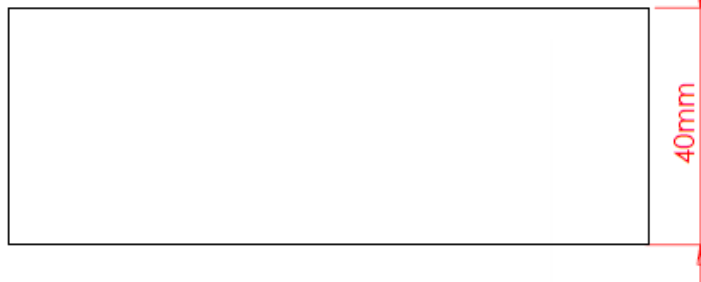
AUTORES	CODIGO
Edgar Jesus Rodriguez Montero	2061483
Carlos Andres Peinado Rodriguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 004
TEMA: Resonador	
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER


CUBIERTA DEL ALTAVOZ



AUTORES	CODIGO
Edgar Jesús Rodríguez Montero	2061483
Carlos Andres Peinado Rodríguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 005
TEMA: Cubierta del altavoz	
	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	

VISTA PRINCIPAL DE LA PILA TERMOACÚSTICA



AUTORES	CODIGO
Edgar Jesús Rodríguez Montero	2061483
Carlos Andres Peinado Rodriguez	2060951
PROFESOR: Omar Gélvez	PLANO: 006
TEMA: Vista principal de la Pila Termoacústica	
	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	