

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO E DESENVOLVIMENTO DE UM REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO EXPERIMENTAL

Por,
Raphael Gomes Gonzalez

Brasília, 29 de Junho de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO E DESENVOLVIMENTO DE UM
REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO
EXPERIMENTAL**

POR,

Raphael Gomes Gonzalez

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Mario Olavo Magno de Carvalho, UnB/ ENM

Prof. Mario Benjamin Siqueira, UnB/ ENM

Brasília, 29 de Junho de 2011

Dedicatória

*Dedico este trabalho aos meus pais,
Naíde dos Santos Gomes e Emílio Leite
Gonzalez e ao meu irmão Felipe Pereira
Gonzalez.*

Raphael Gomes Gonzalez

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus que me dá forças e inteligência para vencer todos os obstáculos desta vida. Agradeço aos meus pais e parentes por todo carinho, suporte e incentivo. Quero agradecer ao Prof. João Pimenta pela oportunidade de pesquisa e trabalho, confiança e apoio; Ao amigo de laboratório José de Araújo por todas as dicas, ajudas e conversas. Aos amigos: Julio Andrade e Braulio Pimenta, pela colaboração neste projeto, Nelson Henrique, Michelly Rosa, Gustavo Cavalcanti, Marcelo Pinheiro, Felipe Dias, Laércio de Souza, Thiago Vidal, Túlio Humberto, Paulo Arthur, João Rafael, Rafael Lobo, Fabrícia Dias, Erich Souza, Mônica Guirado, Daniel Guirado e a todos que de alguma forma contribuíram para o meu sucesso e participaram comigo dessa longa caminhada.

A todos, meu mais sincero obrigado!

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo a cerca das variáveis envolvidas nos processos de refrigeração termoacústica e o desenvolvimento de um novo protótipo experimental. Para dar continuidade aos experimentos, através do modelo construído por Sartori (2007), foram feitas modificações no modelo a fim de sanar alguns problemas de implementação. O protótipo atual foi construído para atingir uma potência de refrigeração de 30W e uma variação na temperatura de 20K. Alguns problemas relacionados à construção impossibilitaram o alcance da temperatura ao valor de projeto. Paralelamente a estas bem-feitorias algumas análises numéricas foram realizadas para a otimização dos processos e foram construídas novas pilhas com diferentes materiais, ainda para uso neste modelo atual. Os dados coletados nos testes servirão de base para projetar um novo refrigerador termoacústico experimental.

Palavras chave: Termoacústica, pilha, refrigerador

ABSTRACT

This work presents a study about the variables involved in thermoacoustic refrigeration processes and the development of a new experimental prototype. To continue the experiments using the model built by Sartori (2007), changes were made in the model in order to remedy some problem of implementation. The current prototype has been built to achieve a cooling power of 30W and a variation in temperature of 20K. Some problems related to the construction made it impossible to reach the temperature at the design value. Alongside these well-factories some numerical analysis were performed to optimize processes and new stacks were built with different materials, even for use in this current model. The data collected in these trials form the basis for designing a new experimental thermoacoustic refrigerator.

Keywords: Thermoacoustic, stacks, refrigerator

SUMÁRIO

1-	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	TEMA EM ESTUDO E MOTIVAÇÃO.....	1
1.2	ESTADO DA ARTE.....	2
1.2.1	BREVE HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO.....	2
1.2.2	NOVAS TECNOLOGIAS E A REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA.....	3
1.3	OBJETIVOS.....	12
1.4	ESTRUTURA DO RELATÓRIO.....	12
2-	FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS.....	13
2.1	REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA.....	13
2.2	TERMODINÂMICA.....	17
2.2.1	A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	17
2.2.2	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS GASES.....	18
2.2.3	PROPRIEDADES DE TRANSPORTE PARA GASES.....	19
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	19
2.3.1	FUNDAMENTOS DA CONVECÇÃO FORÇADA.....	19
2.3.1.1	INTRODUÇÃO A CAMADA LIMITE TÉRMICA EM PLACAS PLANAS... 20	
2.3.1.2	ESPESSURA DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA E TÉRMICA... 21	
2.3.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS PLANAS.....	21
2.4	ACÚSTICA.....	23
2.4.1	CONCEITOS BÁSICOS.....	23
2.4.2	ONDAS ESTACIONÁRIAS E NÃO-ESTACIONÁRIAS.....	24
2.4.3	APROXIMAÇÃO ACÚSTICA PARA LEI DOS GASES.....	25
2.4.4	OSCILAÇÃO EM GASES.....	26
3-	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	28
3.1	APRESENTAÇÃO DO MODELO.....	28
3.2	DESCRIÇÃO DA BANCADA.....	29
3.2.1	MONTAGEM ELÉTRICA.....	29
3.3	DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO.....	32
3.3.1	CONTROLE ELÉTRICO.....	32
3.3.2	CONTROLE DE SINAL.....	32
3.3.3	CONTROLE DE TEMPERATURA.....	33
3.3.3.1	CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	34
3.3.4	CONTROLE DE PRESSÃO.....	34
3.3.4.1	CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DE PRESSÃO ESTÁTICA.....	34
3.3.4.2	CALIBRAÇÃO DO MICROFONE.....	35
3.4	RECUPERAÇÃO DO PROTÓTIPO.....	36
3.4.1	PROBLEMAS DE CONTRUÇÃO.....	36
3.4.2	PROBLEMAS COM VAZAMENTOS.....	39
3.5	CONSTRUÇÃO DAS PILHAS.....	40
3.6	ALGORITMO MODIFICADO.....	43
4	METODOLOGIA.....	46
4.1	PROCESSO DE RECUPERAÇÃO DO PROTÓTIPO.....	46
4.2	COMPORTAMENTO DA CAIXA ACÚSTICA.....	46
4.3	ANÁLISE MODAL DO PROTÓTIPO.....	47
4.4	CARACTERIZAÇÃO DAS NOVAS PILHAS.....	48
4.5	CONSIDERAÇÕES FEITAS PARA O CÓDIGO COMPUTACIONAL.....	48
4.6	ANÁLISE DO ESCOAMENTO ENTRE AS PLACAS DA PILHA.....	49
4.7	ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	50

5	RESULTADOS.....	53
5.1	RESPOSTA DO CONJUNTO BASE E ALTO-FALANTE.....	53
5.2	RESULTADO PARA ANÁLISE MODAL.....	55
5.3	RESULTADOS DO CÓDIGO COMPUTACIONAL.....	56
5.3.1	FLUIDO DE TRABALHO: AR.....	56
5.3.2	FLUIDO DE TRABALHO:NITROGÊNIO.....	57
5.3.3	FLUIDO DE TRABALHO: HÉLIO.....	58
5.4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	58
5.4.1	RESPOSTA EM FREQUÊNCIA E PRESSÃO SONORA INTERNA.....	58
5.4.2	RESULTADOS PARA AS TEMPERATURAS.....	62
5.4.2.1	PILHA DE FILME FOTOGRÁFICO.....	62
5.4.2.2	PILHA DE MYLAR.....	64
5.4.2.3	PILHA DE PAPEL SANFONADO.....	66
5.4.2.4	PILHA DE PLÁSTICO.....	68
5.5	RESULTADOS PARA ANÁLISE COMPUTACIONAL DAS PLACAS DA PILHA.....	68
5.5.1	SIMULAÇÃO A 171,5HZ.....	69
5.5.2	SIMULAÇÃO A 200,0HZ.....	70
5.5.3	SIMULAÇÃO A 250,0HZ.....	71
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	72
6.1	ANÁLISES COMPUTACIONAIS DO REFRIGERADOR.....	72
6.2	ANÁLISE DO EXPERIMENTO.....	73
6.2.1	VISÃO GERAL SOBRE OS EXPERIMENTOS.....	73
6.2.2	ANÁLISE PARA AS TEMPERATURAS.....	75
7	CONCLUSÕES.....	77
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	78
	ANEXOS.....	80

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de montagem de um circuito termoelétrico.....	3
Figura 2: Experimento de Rijke.....	4
Figura 3: Ilustração esquemática de um ressonador (Tijani et al, 2001).....	6
Figura 4: Montagem em formato de placas-paralelas para pilha (Tijani et al, 2001)	7
Figura 5: Montagem em formato espiral para pilha (Tijani et al, 2001).....	7
Figura 6: Refrigerador termoacústico de onda não-estacionária (Luo et al, 2005).....	8
Figura 7: Refrigerador termoacústico didático (Fukumoto, 2007)	10
Figura 8: Ilustração de um refrigerador de onda não-estacionária (Ueda et al, 2010).....	11
Figura 9: Pilha espiral.....	13
Figura 10: Pilha do tipo colméia (honeycomb).....	13
Figura 11: Ciclo de refrigeração termoacústico.....	14
Figura 12: Montagem e funcionamento de um refrigerador termoacústico	15
Figura 13: Ilustração da camada limite térmica sobre uma placa plana (Çengel, Heat and Mass Transfer).....	20
Figura 14: Sistema massa + mola sem amortecimento.....	23
Figura 15: Propagação de uma onda estacionária.....	24
Figura 16: Propagação de onda não-estacionária.....	24
Figura 17: Configuração das ondas estacionárias em um tubo aberto-fechado.....	25
Figura 18: Refrigerador Termoacústico UnB.....	29
Figura 19: Gerador de Sinal HP 33120A.....	30
Figura 20: Amplificador MTX JH404.....	30
Figura 21: Subwoofer BRAVOX PSW10.....	31
Figura 22: Cabo customizado RCA/BNC.....	31
Figura 23: Esquema básico de funcionamento da montagem elétrica da bancada.....	32
Figura 24: Geração, amplificação e controle do sinal.....	32
Figura 25: Localização dos termopares.....	33
Figura 26: Módulos de aquisição de dados SuperLogics 8018 e 8520.....	33
Figura 27: Microfone de eletreto.....	35
Figura 28: Módulo RTA (Real Time Analyzing).....	35
Figura 29: Posicionamento do microfone.....	36
Figura 30: Base aberta com o alto-falante.....	37
Figura 31: Massa epóxi nas trincas dos furos.....	37
Figura 32: Mangueira instalada.....	38
Figura 33: Refrigerador com os tirantes montados	38
Figura 34: Pontos de vazamento.....	39
Figura 35: Ponto de vazamento. Parte interna da base.....	39
Figura 36: Pilha de filme fotográfico com espaçamento de 0,3mm.....	40
Figura 37: Gabarito I e colagem dos espaçadores.....	41
Figura 38: Gabarito II com colagem das placas sobrepostas.....	41

Figura 39: Pilha de Mylar (espaçamento 0,6mm).....	42
Figura 40: Pilha de celulose (papel cartão com espaçamento de 1,5mm).....	42
Figura 41: Pilha de plástico (Pasta de arquivo com espaçamento de 1,3mm).....	43
Figura 42: Diagrama de cálculo do algoritmo original (Wetzel & Herman, 1996 e Sartori, 2007).....	44
Figura 43: Modelo em CAD 3D da pilha.....	49
Figura 44: Características eletromecânicas do alto-falante.....	53
Figura 45: Curva de resposta do alto-falante (dB's X Hz) em uma caixa selada.....	54
Figura 46: Curva de máxima pressão sonora (dB's X Hz).....	54
Figura 47: Curva de fase do conjunto (Ângulo de fase X Hz).....	54
Figura 48: Dimensões para o modelo virtual do protótipo.....	55
Figura 49: Modos de vibrações e suas respectivas frequências.....	55
Figura 50: Resultados do algoritmo para o AR.....	56
Figura 51: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (ar).....	56
Figura 52: Resultados do algoritmo para NITROGÊNIO.....	57
Figura 53: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (Nitrogênio).....	57
Figura 54: Resultados do algoritmo para o HÉLIO.....	58
Figura 55: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (Hélio)	58
Figura 56: Resposta inicial. Alto-falante desligado.....	59
Figura 57: Resposta: 171,5 Hz e -6,25 dB's.....	60
Figura 58: Resposta: 200,0 Hz e -3,27 dB's.....	60
Figura 59: Resposta: 250,0 Hz e -1,06 dB's.....	60
Figura 60: Resposta: 343,0 Hz e -2,58 dB's.....	61
Figura 61: Resposta: 500,0 Hz e -2,16 dB's.....	61
Figura 62: Variação de temperatura para pilha de filme fotográfico (AR – 171,5Hz).....	62
Figura 63: Variação de temperatura para pilha de filme fotográfico (AR – 343,0Hz).....	63
Figura 64: Variação de temperatura para pilha de filme fotográfico (Hélio – 250,0Hz).....	63
Figura 65: Variação de temperatura para pilha de filme fotográfico (Hélio – 500,0Hz).....	64
Figura 66: Variação de temperatura para pilha de Mylar (AR – 171,5Hz).....	64
Figura 67: Variação de temperatura para pilha de Mylar (AR – 343,0Hz).....	65
Figura 68: Variação de temperatura para pilha de Mylar (Hélio – 250,0Hz).....	65
Figura 69: Variação de temperatura para pilha de Mylar (Hélio – 500,0Hz).....	66
Figura 70: Variação de temperatura para pilha de Celulose (AR – 171,5Hz).....	66
Figura 71: Variação de temperatura para pilha de Celulose (AR – 343,0Hz).....	67
Figura 72: Variação de temperatura para pilha de Celulose (Hélio – 500,0Hz).....	67
Figura 73: Variação de temperatura para pilha de Plástico (AR – 171,5Hz).....	68
Figura 74: Disposição dos pontos coletados.....	68
Figura 75: Perfil de temperatura entre as placas da pilha (171,5Hz).....	69
Figura 76: Perfil de velocidade entre as placas da pilha (171,5Hz).....	69
Figura 77: Perfil de temperatura entre as placas da pilha (200,0Hz).....	70
Figura 78: Perfil de velocidade entre as placas da pilha (200,0Hz).....	70

Figura 79: Perfil de temperatura entre as placas da pilha (250,0Hz).....	71
Figura 80: Perfil de velocidade entre as placas da pilha (250,0Hz).....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores da viscosidade e calor específico para gases a $T=300K$	19
Tabela 2: Valores para comparação e calibração dos termopares.....	34
Tabela 3: Parâmetros utilizados no algoritmo de Wetzel & Herman (1997).....	45
Tabela 4: Características construtivas para as novas pilhas.....	48
Tabela 5: Resumo dos ensaios realizados.....	51
Tabela 6: Resumo das respostas em frequência e pressão sonora.....	61
Tabela 7: Resultados não apresentados.....	68

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
B_s	Modulo de capacidade isoentrópica	$[1/kPa]$
BL	Fator de força do alto-falante	$[T.m]$
C_p	Calor específico a pressão constante	$[J/kg.K]$
C_v	Calor específico a volume constante	$[J/kg.K]$
C_{fx}	Coeficiente de arrasto	
E	Energia	$[J]$
f	Frequência	$[Hz]$
f_3	Frequência a -3dB	$[Hz]$
f_s	Frequência de ressonância do alto-falante	$[Hz]$
F	Força	$[N]$
E_{el}	Potência elétrica aplicada	$[W]$
h	Espaçamento entre placas	$[m]$
h	Entalpia	$[kJ/kg]$
K	Condutividade térmica	$[w/m.K]$
k	Constante elástica	$[N/m]$
L	Comprimento	$[m]$
M	Massa total	$[kg]$
m	Massa	$[kg]$
p	pressão	$[kPa]$
Q	Quantidade de calor	$[J]$
R	Constante dos gases	$[J/kg.K]$
R_e	Resistência elétrica	$[ohm]$
SPL	Nível de pressão sonora	$[dB/W.m]$
S_d	Área efetiva do cone do alto-falante	$[m^2]$
S	Entropia	$[kJ/kg.K]$
T	Temperatura	$[K]$
v	Velocidade	$[m/s]$
V_{as}	Compliância da suspensão do alto-falante	$[l]$
X	Deslocamento	$[m]$
Z	Impedância	$[ohm]$
k_T	Constante elástica do gás (processo isotérmico)	$[N/m]$
k_s	Constante elástica do gás (processo adiabático)	$[N/m]$

Símbolos Gregos

α	Parte imaginária frequência natural	$[Hz]$
σ	Tensão superficial	$[N/m]$
β	Coeficiente de expansão térmica	$[1/K]$
Δ	Variação entre duas grandezas	
ϵ	Energia interna específica	$[J/kg]$
γ	Coeficiente politrópico	
δ	Comprimento/ Penetração	$[m]$
η	Eficiência	
λ	Comprimento de onda	$[m]$
κ	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[kg/m.s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$

τ	Tensões de cisalhamento	[N/m ²]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ϕ	Ângulo de fase	[rad]
ω	Velocidade angular	[rad/s]

Grupos Adimensionais

COP	Coeficiente de Performance
COPR	Coeficiente de Performance comparado a Carnot
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
Nu	Número de Nusselt
BR	Razão de Bloqueio
Qms	Fator de qualidade mecânica do alto-falante
Qme	Fator de qualidade elétrica do alto-falante
Qts	Fator de qualidade total do alto-falante
Qtc	Fator de qualidade da caixa acústica
T.H.D	Distorção Harmônica Total

Subscritos

Entrada	Entrada
Saída	Saída
Geração	Geração
Sistema	Sistema
i,j	Direções
T	Total
t	Térmico
κ	Térmica
v	Viscosa
m	Média
reg	Regenerador
p	Pilha
max	Máximo

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo descreve a motivação e importância da realização do projeto, faz uma breve apresentação de trabalhos realizados sobre o tema apresentado, além de especificar os objetivos do projeto.

1.1 TEMA EM ESTUDO E MOTIVAÇÃO

Uns dos maiores interesses na área referente à climatização e refrigeração são as pesquisas envolvendo o desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes, trocadores de calor mais eficientes e aperfeiçoamento dos modelos de compressores. Estas pesquisas são incentivadas pela crescente disputa no mercado de aparelhos de refrigeração e climatização, aonde vem forçando os fabricantes a produzirem produtos de maior qualidade, mais eficientes e ao mesmo tempo com custo reduzido. Então, estes focos de pesquisas visam basicamente um aumento no coeficiente de *performance* (COP) do ciclo de refrigeração que está presente no sistema, ou seja, um maior rendimento.

Paralelamente aos temas citados acima, pesquisadores buscam também novas alternativas para geração de frio. Para tal, conceitos como a refrigeração termoelétrica e a refrigeração termoacústica começaram a ser explorados.

A termoacústica, conceito relativamente antigo, porém pouco explorado até então, poderá se tornar o futuro da refrigeração, pois suas características requerem a construção de aparatos simples, de baixo custo e de baixo impacto ambiental. Esta última característica, e a mais importante, tem como princípio o fato de que este sistema não utiliza nenhum tipo de refrigerante sintético, ou natural a base de amônia, cloro, éter ou enxofre e sim gases inertes. Por este motivo as preocupações causadas pelo uso destes refrigerantes, depletors da camada de ozônio, são minimizadas.

Alguns exemplos de aplicação da termoacústicas podem ser vistos nos esforços em andamento para desenvolver um equipamento para liquefazer gás natural para uso em locais remotos, sistemas de co-geração residencial para produzir eletricidade e calor a gás, criação de um gerador elétrico para sondas robóticas de exploração espacial e um refrigerador de água para uso em submarinos.

Tendo em vista este cenário, onde há busca por sistemas mais eficientes e ecologicamente corretos, o presente trabalho procura expandir as pesquisas realizadas no campo da refrigeração termoacústica, procurando obter dados que sejam relevantes quando comparados aos sistemas convencionais encontrados hoje no mercado.

1.2 ESTADO DA ARTE

1.2.1 – Breve história da refrigeração

O homem, desde a antiguidade, sempre procurou criar objetos que fossem usados em seu favor, seja para o trabalho ou para o simples conforto. Com o passar dos anos, a migração dos povos e o crescimento populacional fizeram surgir novas necessidades para o homem. Uma delas foi a necessidade de armazenamento e conservação alimentos perecíveis. Diversas formas de conservação foram testadas, e as mais utilizadas antes do advento da refrigeração foi o uso do sal e a secagem ao sol.

Relatos anteriores a 2000 A.C demonstram que os efeitos causados pela exposição a baixas temperaturas sobre a preservação de alimentos já eram conhecidos. Chineses já utilizavam casas com salas frias onde o gelo era armazenado, como relatadas em um livro chinês chamado “Shi Chang”, que significa “Mercado”. Antigos egípcios, hebreus, gregos e romanos usavam vasos de barro, semelhante às moringas muito utilizadas no nordeste brasileiro. A partir de então, começou o interesse em transportar e armazenar quantidades grandes de gelo de regiões frias para a manutenção de alimentos. Várias técnicas para a extração, transporte e armazenamento de blocos de gelo foram desenvolvidas, tornando o gelo um produto muito cobiçado e de alto valor no mercado.

Em 1806, Frederick Tudor deu início ao grande mercado de gelo. Retirando grandes blocos do rio Hudson em Nova Iorque, que eram vendidos e transportados para locais próximos, e posteriormente, através da evolução nas técnicas de isolamentos térmicos, foram sendo transportados por navios para diversas localidades. Esses blocos, depois de comprados eram estocados em locais chamados “Ice Houses” ou “Casas de gelo”. Estima-se que em 1907 foram consumidas cerca de 14 milhões de toneladas de gelo só nos Estados Unidos.

Em 1803, Thomas Moore, usou pela primeira vez o termo ‘refrigerador’ em sua patente. Era uma simples caixa de madeira, com isolamento térmico, usada para armazenar manteiga que era transportada e vendida em outro local.

Próximo ao fim da “Era do Gelo”, pesquisas já estavam sendo realizadas em todo o mundo na tentativa de se criar gelo manualmente. Sistemas abertos com bombas manuais utilizando líquidos voláteis foram algumas das tentativas iniciais de se criar um aparelho que conseguisse resfriar um determinado espaço. Somente em 1834, Jacob Perkins, com base em projetos e estudos de Olivier Evans, descreveu pela primeira vez um equipamento de refrigeração que operava em regime cíclico. Já em 1859, Ferdinand Carré patenteou o primeiro sistema de refrigeração por absorção usando a amônia como fluido refrigerante. Neste ponto teve início o uso da refrigeração em escala industrial e do desenvolvimento de novos refrigerantes, capazes de alcançar temperaturas cada vez mais baixas. O desenvolvimento destes fluidos também trouxe consigo o nascimento do grande vilão dos ambientalistas: os CFC’s.

1.2.2 Novas tecnologias e a Refrigeração termoacústica

Hoje, a refrigeração e a climatização estão comumente presentes na vida de todas as pessoas. Seja no ramo industrial, comercial, hospitalar, residencial, ou em meios de transporte, os conceitos da refrigeração estão sempre aplicados.

Na corrida pelo domínio do mercado, as empresas investem grandes quantias em pesquisas a fim de obter o máximo de rendimento de seus produtos, procurando sempre a redução nos custos de produção e preocupando-se com os impactos ambientais causados por um determinado produto no meio ambiente. São várias as linhas de pesquisas realizadas pelas empresas. Algumas mais importantes podem ser destacadas como as pesquisas envolvendo o desenvolvimento de novos refrigerantes, trocadores de calor e compressores mais eficientes e mais compactos, redução na perda de carga das linhas de refrigerante e também o apelo estético. Mas uma parcela deste investimento é destinada a pesquisas que visam à descoberta de novas formas de geração de frio. Dentre as mais novas áreas estão a de refrigeração termoelétrica e a termoacústica, em que ambos dispensam o uso de um fluido refrigerante.

A refrigeração termoelétrica baseia-se em uma ou mais unidades que contém uma série de semicondutores agrupados em pares que operam como bombas de calor. Geralmente sua montagem é feita em um sistema de sanduíches de placas de cerâmica e cubos de telureto de bismuto, como demonstra a Fig. (1). Este tipo de refrigeração, em princípio, foi criado para atender a necessidade de se resfriar circuitos eletrônico.

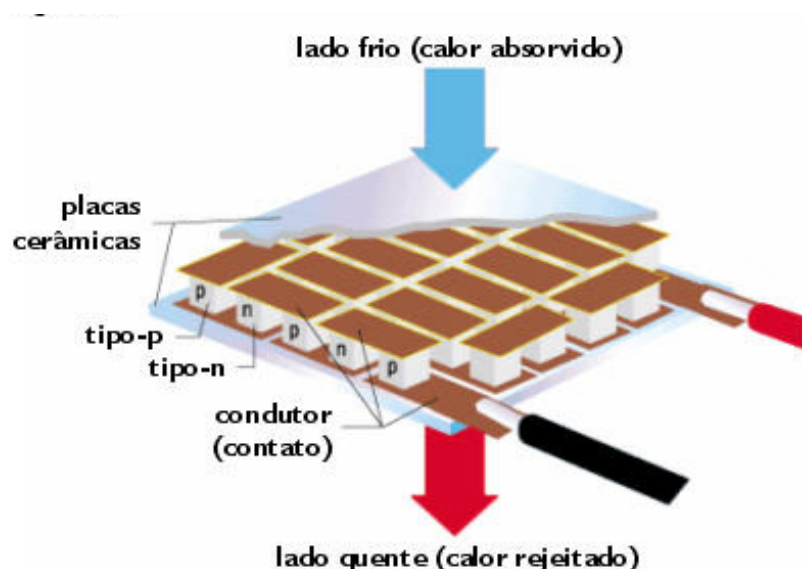


Figura 1: Esquema de montagem de um circuito termoelétrico.
(http://www.refrigeracao.net/Imagens/modulo_peltier_2.jpg)

Atualmente os estudos referentes aos processos termoelétricos estão bastante avançados e esta tecnologia pode ser encontrada em diversos equipamentos eletrônicos, em bebedouros de pequeno porte, adegas climatizadas entre outros.

Os fenômenos termoacústicos são conhecidos a mais de um século. Em 1850 o Físico alemão Karl Friedrich Julius Sondhauss observou que ondas sonoras eram produzidas quando era aquecida a extremidade fechada de um tubo em que a outra extremidade aberta estava na temperatura ambiente. Sondhauss (1850) percebeu que com o aquecimento, o ar presente no interior do tubo era comprimido pelo ar mais frio da outra extremidade, e que isso acontecia em ciclos. Seu aparato experimental ficou conhecido como *Sondhauss Tube*. Já em 1859, o Professor e Físico Petrus Leonardus Rijke, da Universidade de Leiden (Holanda) constatou que um tubo cilíndrico (aberto-aberto) poderia gerar som quando excitado por uma fonte de calor. Rijke (1859) utilizou um tubo de vidro, aberto nas duas extremidades com cerca de 800 mm de comprimento e 35 mm de diâmetro, e foi inserido no mesmo uma rede metálica a uma distância de 20 mm de uma das extremidades. Com a ajuda de um Bico de Bunsen (Fig. 2), a rede é aquecida até ficar incandescente. Depois de retirado da chama, ele obteve um som de alta intensidade que durou cerca de 10s, tempo necessário para o esfriamento da grade.

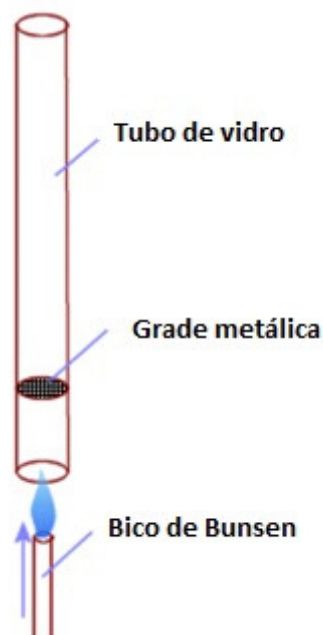


Figura 2: Experimento de Rijke
(<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/b/bb/Rijkeconstr.gif>)

O modelo de Rijke (1859) foi retomado por Lord Rayleigh em 1877. Partindo de um tubo de ferro fundido com 1500 mm de comprimento e 120 mm de diâmetro, e usando duas camadas de rede metálica, Rayleigh (1877) produziu o mesmo efeito sonoro por um intervalo de tempo muito maior. A principal diferença entre o experimento de Sondhauss (1850) e Rijke (1859) é que no tubo fechado-aberto, funciona como um ressonador de $\frac{1}{4}$ de onda e o tubo aberto-aberto opera como um ressonador de $\frac{1}{2}$ onda.

Tominaga (1995) trouxe em seu trabalho aspectos da teoria termodinâmica aplicados na termoacústica. Temas como fluxo de trabalho, fluxo de calor e conversão de energia foram discutidos e detalhados em seu trabalho. As três equações básicas da mecânica dos fluidos foram linearizadas em termo de três variáveis de oscilação, ou seja, pressão, entropia e deslocamento ou velocidade do

elemento de fluido. Dois meios de catalisadores da propagação de calor e da conversão de energia foram adotados, um meio sólido e um fluido oscilante. O resultado da linearização das equações demonstrou que a conversão de energia é composta por uma dissipação viscosa da energia cinética e processos entre temperatura-entropia.

Esta oscilação na entropia pode ser explicada através da equação geral do transporte de calor e pela segunda lei da termodinâmica. E por fim o fluxo de calor e a conversão de energia podem ser expressos em termo das oscilações na pressão e no deslocamento ou velocidade. Suas conclusões mostram que a difusividade térmica de um fluido é um item muito importante no fenômeno da termoacústica. Como esta difusividade térmica é infinitamente pequena, o fluxo de calor desaparece e a conversão de energia se iguala à dissipação viscosa da energia cinética proveniente da oscilação do fluido. Tominaga (1995) obteve resultados pontuais; para resultados em uma distribuição longitudinal do fluxo de calor e do fluxo de trabalho, houve necessidade de se usar um algoritmo numérico.

Wetzel & Herman (1997), em um de seus trabalhos, criaram um modelo computacional capaz de gerar algumas estimativas otimizadas para a construção de um refrigerador. Para desenvolver o algoritmo, os autores separaram o estudo em quatro partes básicas: regenerador ou pilha, tubo de ressonância, trocadores de calor e o *driver* acústico. Para cada parte foram determinados os aspectos fundamentais e quando necessário o equacionamento para projetos. Quando o desempenho foi calculado por meio deste algoritmo, pôde-se chegar a valores próximos a 50% da eficiência de Carnot para o regenerador. Segundo os autores, este valor citado acima ainda não foi alcançado devido ao baixo desempenho dos trocadores de calor empregados nos refrigeradores. Quando este, e outros problemas fossem sanados, o mundo da refrigeração estaria a poucos passos de uma solução ecológica e economicamente viável. Posteriormente Babaei & Siddiqui (2007) desenvolveram também um algoritmo para otimização. Um diferencial entre este trabalho e o de Wetzel & Herman (1997) é o novo recurso baseado no balanço de energia introduzido no algoritmo.

Na prática, diversos cientistas procuram aplicar as teorias na construção de modelos físicos para testes. Backhaus & Swift (2001) em um de seus inúmeros trabalhos, fabricaram e realizaram medições em um regenerador de placas-paralelas para um motor termoacústico. Para refrigeradores de onda estacionária (*standing wave*) o objeto responsável pelas interações viscotérmicas é chamado de pilha (*stack*) e nos refrigeradores de onda não-estacionária (*traveling waves*) são chamados de regeneradores. Estes são fabricados com o cuidado de se obter uma interação térmica, entre o gás de trabalho e as placas, suficiente para manter saldo positivo em relação às perdas por irreversibilidade da transferência de calor e ao mesmo tempo reduzir ao máximo as perdas pelas interações viscosas.

Para este experimento foi projetado um regenerador com espaçamento de 102 μm entre as placas-paralelas. Pelas medições constatou-se que a uniformidade nos espaçamentos entre as placas é crucial para o desempenho do regenerador. Em um regenerador destinado ao motor termoacústico, cujo espaçamento entre placas é em torno de 100 μm , uma pequena variação na ordem de 10 μm reflete uma variação de cerca de 30% na resistência ao escoamento. Já para regeneradores destinados a

refrigeradores termoacústicos, com um espaçamento típico de 25 μm , uma mesma variação de 10 μm é responsável por uma variação maior que 200% na resistência ao escoamento de gás entre as placas.

Notou-se também que em um regenerador de placas-paralelas, tendo o fluxo distribuído sobre as placas com uma diferença média entre os espaçamentos, as regiões com as maiores lacunas irão receber um maior fluxo por área da secção transversal do que as regiões mais estreitas. Além disso, as interações térmicas caem na razão de $1/h$, onde h é o valor do espaçamento entre as placas. Portanto as regiões com menor área transversal tende a lidar com a maior parte da transferência de calor. Isso leva consequentemente, a grandes perdas térmicas.

Para este tipo de projeto é interessante direcionar as pesquisas bibliográficas em trabalhos envolvendo a confecção dos modelos de refrigeradores, bem como os trabalhos que realizam testes específicos em determinados componentes de um refrigerador termoacústico. Na construção, Tijani *et al* (2001) construíram um refrigerador termoacústico com as seguintes características básicas: um alto-falante como transdutor preso a um ressonador acústico (tubo) do tipo aberto-fechado, uma pilha de placas-paralelas e dois trocadores de calor devidamente instalados. A utilização de um tubo fechado em sua extremidade traduz o comportamento estacionário da onda dentro do tubo de ressonância. O domo do alto-falante foi substituído por um domo de alumínio, pois o original não suportaria a pressão exercida pelo gás. A proteção traseira do falante também foi retirada para facilitar a montagem no sistema de volume de controle (caixa acústica) e foi instalado um acelerômetro internamente na placa traseira do alto-falante com a finalidade de se determinar a velocidade de deslocamento do cone. Casando a frequência de resposta da caixa acústica, com a frequência de ressonância do alto-falante e a frequência de ressonância do tubo, obtêm-se a máxima eficiência eletroacústica. Isso pode ser feito variando o volume de gás pressurizado no interior da caixa acústica (*driver housing*). Próximo ao cone foi adicionado um transdutor de pressão responsável pela medição da pressão dinâmica.

O ressonador é formado por três áreas distintas (Fig. 3): um espaço reservado para a pilha, um tubo de menor diâmetro que funcionará como ressonador e um bocal.

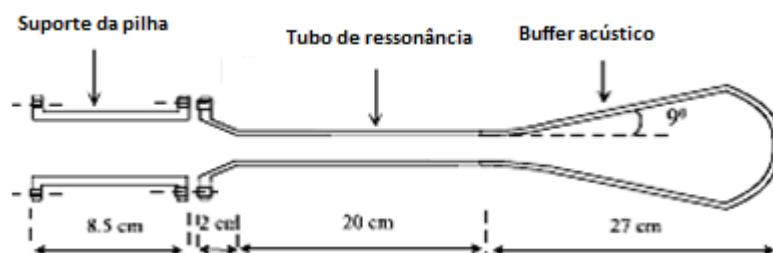


Figura 3: Ilustração esquemática de um ressonador (Tijani *et al*, 2001).

O material utilizado para a construção do suporte para a pilha possui alta rigidez, para suportar o regime de trabalho e a alta pressão exercida pelo gás, e possui baixa condutividade térmica (isolante térmico), para que não haja perdas por condução entre a pilha e o meio externo.

Na confecção da pilha foi utilizado um material conhecido como Mylar[®]. Este é um filme de poliéster bi-axialmente orientado de Tereftalato de etileno (boPET) e foi escolhido pela garantia de baixa condutividade térmica. Para a separação das placas, e a construção da pilha, adotou-se uma forma de garantir que o espaçamento fosse uniforme durante todas as pilhas; então se utilizou linha de pesca com 0,38 mm de diâmetro. Dois tipos de construção, como demonstrados nas Figuras 4 e 5, foram adotados. Sete espaçamentos que variam de 0,15 mm a 0,7 mm foram feitos para o modelo de placas paralelas e dois modelos para a pilha em espiral.

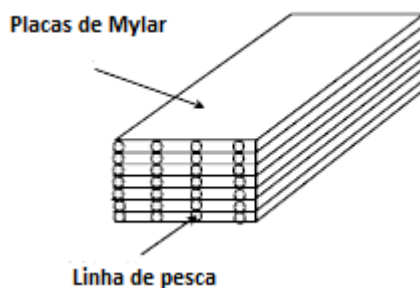


Figura 4: Montagem em formato de placas-paralelas para pilha (Tijani *et al*, 2001).

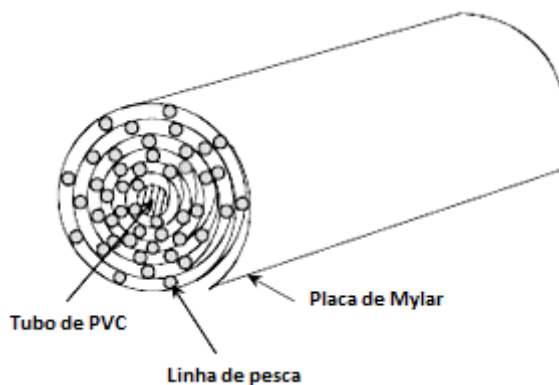


Figura 5: Montagem em formato espiral para pilha (Tijani *et al*, 2001).

A montagem em placas-paralelas é mais complexa, mas resulta em uma pilha mais uniforme. A dificuldade encontrada na fabricação das pilhas é que colas convencionais não aderem na superfície do filme plástico e sua alta flexibilidade torna a montagem mais difícil quando comparado ao modelo em espiral.

Outras partes, como os trocadores de calor foram cuidadosamente confeccionados, procurando obter a máxima eficiência nas trocas de calor no lado quente e no lado frio da pilha. Terminada a montagem e tomada todas as medidas, Tijani *et al* (2001) obtiveram sucesso em seu experimento. Foi atingida uma temperatura baixa de -65°C (208 K). Este modelo também é utilizado para estudar alguns parâmetros termoacústicos como o número de Prandtl usando misturas binárias de gases, e estudando como a mudança no espaçamento entre as placas da pilha afeta o desempenho do refrigerador.

Luo *et al* (2005) trabalharam em um refrigerador termoacústico (Fig. 6) de alta-performance. Utilizando o princípio de onda não estacionária e trabalhando em temperatura ambiente, o refrigerador

atingiu uma capacidade de refrigeração de 80W a -20°C (253 K), que foi muito maior que os patamares atingidos por um modelo de onda estacionária previamente estudado.

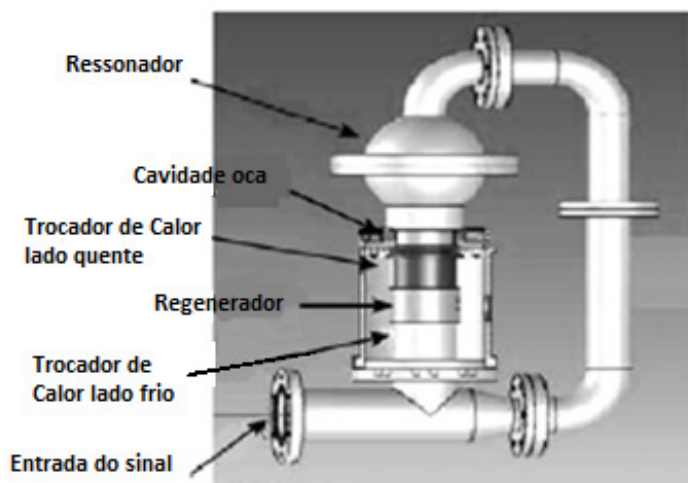


Figura 6: Refrigerador termoacústico de onda não-estacionária (Luo *et al*, 2005).

Os autores fizeram o uso de gás hélio pressurizado a 3,1 MPa como fluido de trabalho e testaram nas frequências de 57 Hz, 85 Hz e 100 Hz. A capacidade citada logo acima foi atingida na frequência de 100 Hz. As primeiras pesquisas sobre refrigeração termoacústica, focada na refrigeração por ondas estacionárias, mostram que o processo de transferência de calor era intrinsecamente irreversível e que esse fenômeno limitava o desempenho do refrigerador. Baseado nisso, houve uma relativa mudança de foco para o estudo de ondas não-estacionárias que permitia a realização de processos reversíveis de transferência de calor, e com isso atingir a uma maior eficiência do conjunto. Swift *et al* (1999) propuseram algo chamado de *feedback pulse tube refrigerator*. Este modelo tinha o poder de realizar recuperações energéticas, idealizando um sistema reversível. Como resultado, os autores atingiram baixíssimas temperaturas, cerca de -115°C (158K), mas com uma capacidade de refrigeração de apenas 50W a 0°C e com um COP de aproximadamente 1(um). Quando comparado com os modelos de refrigeração convencionais, nos quais o COP está entre 2-3, a refrigeração termoacústica ainda está muito atrás no quesito *performance*.

Procurando solucionar alguns problemas encontrados em projetos, os pesquisadores iniciaram estudos concentrados em determinados aspectos ou componentes do refrigerador. Um destes aspectos é como os efeitos acústicos não-lineares afetam a *performance* do refrigerador. Garret *et al* (2006) estudaram algum desses efeitos de dissipação de energia que degradam o desempenho do ciclo de refrigeração. A maioria destes efeitos destrutivos, apontados pelos autores, são encontrados no interior do tubo de ressonância, causados pela formação de ondas de choque, turbulência no escoamento, descolamento da camada limite e perdas induzidas pela variação na área da seção transversal da pilha ou do regenerador. Estes efeitos tornam mais complicados a criação de modelos de maior precisão e desempenho.

Por mais de duas décadas, na tentativa de suprimir esses efeitos, ressonadores anarmônicos eram propositalmente adicionados no sistema. E na tentativa de atingir valores de desempenho que pudessem ser competitivos com os modelos convencionais de refrigeradores, era necessário aumentar a pressão do fluido de trabalho. Este aumento na pressão implica uma preocupação extra na redução da turbulência, que pode ser feita através de um novo sistema acústico-mecânico em desenvolvimento. Garret *et al* (2006) estão desenvolvendo um sistema híbrido de ressonador, chamado de *bellows bounce*, que além de armazenar energia potencial proveniente da compressibilidade do gás de trabalho, armazena também energia cinética do movimento da massa do conjunto motor+pistão (ou do alto-falante).

Ainda dentro do campo das perdas, estudos realizados por Fan *et al* (2007) comprovam que a não-linearidade da resposta de alto-falantes eletrodinâmicos tem efeito negativo sobre o desempenho de um refrigerador termoacústico. Os resultados demonstram que a não-linearidade do campo magnético e vibrações dos componentes do alto-falante alteram o valor da potência acústica e alteram a eficiência na transferência eletroacústica. Essas vibrações nos componentes do alto-falante mudam a frequência de ressonância do refrigerador, que induz um desvio na carga de resistência do alto-falante, quando o mesmo opera na frequência de ressonância. Por fim, a somatória de todos estes desvios causados pela não-linearidade de resposta, gera um problema no acoplamento acústico entre o alto-falante e o tubo de ressonância, alterando o desempenho final do conjunto.

Outro problema característico de um refrigerador ou motor termoacústico, é o impacto no desempenho causado pelo bloqueio de gás nos componentes internos do tubo de ressonância. Uma pesquisa feita no Canadá, por Akhavanbazaz *et al* (2007) investigaram três casos de bloqueio: em um trocador de calor com pequena área de contato térmico, um trocador de calor com grande área de troca e o caso de não haver trocador de calor. Os experimentos foram realizados em um ressonador de onda estacionária de $\frac{1}{2}$ comprimento de onda. Os resultados mostraram que o bloqueio causado pela presença do trocador de calor tem um grande impacto nos processos termoacústico no interior da pilha. Este impacto pode ser observado pelo decaimento da temperatura ao longo da pilha quando o bloqueio é aumentado e esta relação entre o bloqueio e a diferença de temperatura na pilha é linear. Outro fato interessante observado pelos autores é que o trocador de calor com grande área de contato aumenta as trocas de calor entre o fluido e a pilha, mas diminui a capacidade de refrigeração e aumenta o trabalho necessário sobre a pilha, devido ao aumento do bloqueio. Deste modo deve-se achar um ponto ótimo entre a capacidade de refrigeração e as trocas de calor nos trocadores, a fim de ter o máximo desempenho destes componentes.

Em um estudo mais detalhado, focado no comportamento do escoamento na pilha, Berson *et al* (2007) realizou uma série de medidas da velocidade acústica em pontos imediatamente após a saída da pilha. Caracterizar o comportamento do escoamento nos limites da pilha é crucial para entender e aperfeiçoar a transferência de calor entre a pilha e os trocadores de calor. As tomadas de velocidade foram feitas no espaçamento entre as placas da pilha e pode-se caracterizar o escoamento após a pilha.

Com os resultados e imagens obtidas, constatarem a formação de pares simétricos de vórtices quando funcionando em baixas pressões acústicas. Um acréscimo neste nível de pressão criava-se um distanciamento entre os vórtices, quebrando a simetria antes observada.

Sartori (2007), baseado no algoritmo criado por Wetzel & Herman (1997), conseguiu dados suficientes para a construção de um protótipo. O modelo construído e testado na Universidade de Brasília - UnB apresentou algumas falhas construtivas que resultaram em vazamentos, pois trabalha pressurizado. Tais problemas impossibilitaram a coleta de dados mais precisos e relevantes. Desta forma, o autor apresentou os resultados mostrando que o protótipo atingiu uma diferença de temperatura de $2,0^{\circ}\text{C}$, utilizando ar comprimido a uma pressão 100 kPa. Hoje, este protótipo está sendo revitalizado para futuras medições. O projeto realizado por Sartori (2007) está servindo de suporte principal para o desenvolvimento deste trabalho. A criação deste protótipo ajudou também a estimular as pesquisas no Brasil nesta área.

Neste mesmo ano, Fukumoto (2007) confeccionou um aparato experimental - refrigerador de onda estacionária – e alcançou resultados semelhantes aos de Sartori (2007). Com uma construção bastante simples e de baixo custo (Fig. 7), utilizando tubos e caixas de acrílico, o autor atingiu uma variação de temperatura de aproximadamente $2,3^{\circ}\text{C}$.

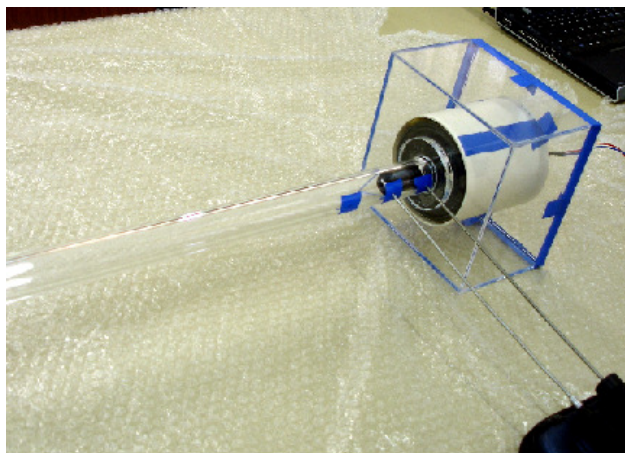


Figura 7: Refrigerador termoacústico didático (Fukumoto, 2007).

No dias atuais, os pesquisadores procuram estudar cada componente separado. Assim quando todas as partes estiverem juntas, formando um refrigerador por completo, este terá o máximo desempenho. Ueda *et al* (2010) fizeram uma investigação numérica a fim de otimizar a construção de um regenerador para um refrigerado de onda não-estacionária.

Basicamente o refrigerador consiste em um tubo em formato de laço (loop) acoplado a um alto-falante como mostrado na Figura 8:

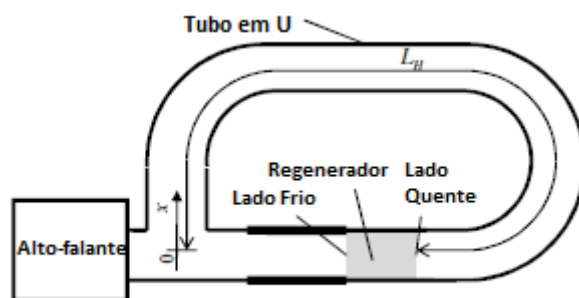


Figura 8: Ilustração de um refrigerador de onda não-estacionária (Ueda *et al*, 2010).

O coeficiente de *performance* (COP) e a capacidade de refrigeração para a potência aplicada foram calculados variando-se a posição e comprimento da pilha e variando o diâmetro do canal do regenerador. Após todos os fatores citados acima terem sido otimizados, o COP encontrado foi superior a 60% do ciclo de Carnot.

Tasnim & Fraser (2010) realizaram um estudo sobre os processos hidro e termodinâmico nas proximidades e entre as placas de uma pilha. Foram simulados por uma solução numérica de um escoamento de ar compressível e não-permanente, utilizando as equações de Navier-Stokes, continuidade, equações de energia e equações de estado. A pilha foi considerada como placas planas de espessura constante e o campo de velocidade média foi computado para a vizinhança da pilha. Após todos os tratamentos e cálculos, os autores puderam observar o comportamento do escoamento e do campo térmico nas vizinhanças de uma pilha localizada primeiramente em um nó de pressão e posteriormente em um anti-nó.

Nascimento (2011) realizou um estudo computacional e experimental de um refrigerador, a fim de analisar o comportamento térmico da pilha. A autora utilizou um aparato simples, semelhante ao usado por Fukumoto (2007) e gerou resultados experimentais próximos aos encontrados numericamente.

Por fim, pode-se verificar que os estudos relacionados ao fenômeno termoacústico estão em pleno desenvolvimento. Ainda não se sabe quando os refrigeradores termoacústicos estarão prontos para enfrentar os aparelhos de refrigeração convencionais no mercado. Os refrigeradores termoacústicos de grande capacidade de refrigeração possuem dimensões que inviabilizam a utilização doméstica. Em breve seu uso poderá ser iniciado em ambientes industriais, onde geralmente não se está preocupado com as dimensões, e sim com o desempenho e com o fator ambiental.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo principal deste presente trabalho é a implementação de um refrigerador termoacústico experimental. Para tal, dar-se-á continuidade ao estudo feito por Sartori (2007) na Universidade de Brasília – UnB como projeto final de graduação e assim dar prosseguimento a esta linha de pesquisa. Este trabalho visa também à reativação do aparato experimental construído pelo autor citado anteriormente com alguns diferenciais, dentre eles uma maior pressão de trabalho, o uso de pilhas de diferentes materiais e formas e uma proposta de trocador de calor. Com isso pretende-se testar os efeitos que os materiais empregados na pilha e o espaçamento entre as placas têm sobre o desempenho do refrigerador termoacústico.

1.4 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

O presente trabalho está organizado da seguinte forma:

No Capítulo 1 é apresentada a motivação que levou a escolha do tema, o estado da arte que exemplifica e explica todo o processo de evolução do tema em estudo, os objetivos principais e secundários do trabalho e a divisão estrutural do mesmo.

No Capítulo 2 é feita uma revisão teórica sobre os principais princípios físicos relacionados à refrigeração termoacústica.

No Capítulo 3 tem-se a descrição do desenvolvimento do projeto. Subdividido em categorias que descrevem os aspectos antigos e atuais do protótipo e os passos realizados assim como a apresentação do algoritmo modificado.

No Capítulo 4 é apresentada a metodologia empregada na obtenção dos resultados bem como os procedimentos para as análises computacionais e ensaios práticos.

No Capítulo 5 são revelados todos os resultados obtidos pelas simulações e experimentos.

No Capítulo 6 são apresentados os comentários e análises a respeito dos resultados obtidos.

No Capítulo 7, conclusões acerca do trabalho e instruções para o projeto e implementação de um novo protótipo.

2 FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS

No presente capítulo serão abordados os principais conceitos sobre os fenômenos físicos envolvidos no projeto. Para tanto, foi realizada uma revisão teórica sobre os fundamentos da termoacústica, da termodinâmica, da transferência de calor e da acústica.

2.1 REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA

O refrigerador termoacústico funciona, basicamente da seguinte forma: um alto-falante (transdutor), pelo seu movimento oscilatório, excita o gás presente no tubo de ressonância pressurizado ou não, gerando ondas estacionárias. Localizada em um ponto estratégico, a pilha, exemplificada nas Fig.(9) e Fig.(10), é responsável pelas interações viscotérmicas, sendo ela o coração do refrigerador. Nela ocorre a transformação da energia cinética de oscilação em calor. E cabe aos trocadores de calor, lado quente e lado frio, retirarem essa energia de dentro do tubo.

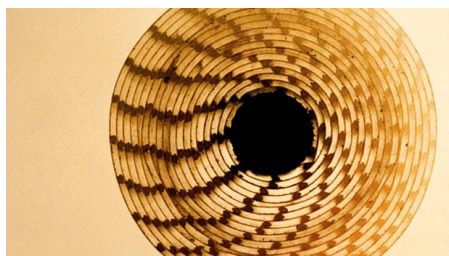


Figura 9: Pilha espiral.

(http://rolexawards.com/media/images/the-laureates/steven-garrett/01_RAE93SLG_3.jpg)



Figura 10: Pilha do tipo colméia (honeycomb).

(<http://images-mediawiki-sites.thefullwiki.org/02/1/3/7/70163104081455090.jpg>)

O ciclo termoacústico é dado por uma compressão e aquecimento do gás → troca de calor com o lado quente da pilha → expansão e resfriamento do gás → troca de calor com o lado frio. Este ciclo pode ser visualizado na Fig.(11).

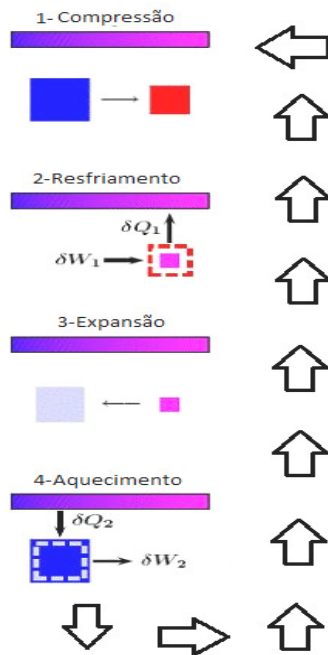


Figura 11: Ciclo de refrigeração termoacústico.

(http://www.win.tue.nl/casa/research/casaprojects/_panhuis_images/image006.JPG)

Este ciclo é composto por dois processos adiabáticos e dois processos de transferência de calor à pressão constante, resumindo um ciclo Brayton. A diferença entre este ciclo termoacústico e o ciclo Brayton é a constante interação entre o fluido (moléculas do gás) com as superfícies da pilha devido a um movimento oscilatório senoidal. Para uma melhor aproximação dos ciclos, deve-se adotar um movimento oscilatório de onda quadrada. Assim pode-se dividir claramente o ciclo em quatro etapas bem distintas:

- 1) O alto-falante realiza trabalho sobre o gás, comprimindo-o e movendo-o da extremidade fria para a extremidade quente da pilha;
- 2) O gás aquecido transfere energia na forma de calor para a superfície à pressão praticamente constante;
- 3) O gás com uma temperatura menor é expandido, devido ao retorno do cone alto-falante (parte negativa da onda), retorna para o lado frio da pilha pelo efeito da diminuição da pressão;
- 4) Mais frio, o gás novamente troca calor com a superfície da pilha, fazendo com que esta ceda energia ao gás na forma de calor, diminuindo sua temperatura e fechando o ciclo.

Resumidamente o funcionamento de um refrigerador respeitam a seguinte montagem exibida a seguir:

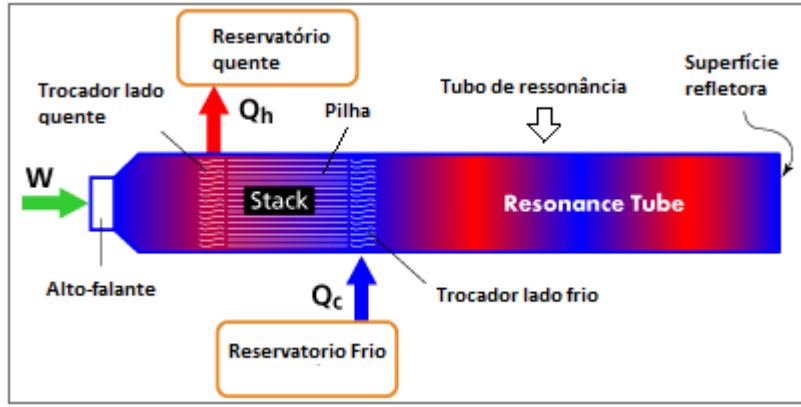


Figura 12: Montagem e funcionamento de um refrigerador termoacústico.
(http://www.nrel.gov/vehiclesandfuels/ancillary_loads/images/diagram_thermoacoustic.gif)

Observando as Fig.(11) e Fig.(12) pode-se perceber que os efeitos termoacústicos estão limitados a uma pequena região do refrigerador, mais precisamente nas regiões periféricas da pilha. Estes efeitos acontecem em uma determinada faixa próxima as superfícies das placas, denominada camada limite. A partir deste conceito, é possível descrever dois parâmetros fundamentais para o estudo dos efeitos termoacústicos: a penetração térmica δ_k e a penetração viscosa δ_v . Ambas as equações estão apresentadas abaixo.

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}} \quad (1)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \quad (2)$$

onde $\omega = 2\pi f$, κ é a difusividade térmica e ν é a viscosidade cinemática, definidas abaixo:

$$\kappa = \frac{K}{\rho c_p} \quad (3)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4)$$

em que K é a condutividade térmica.

Estas equações de comprimento característico demonstram o quanto o calor e o momento pode se propagar durante um intervalo de tempo da ordem de um período de oscilação dividido por π . Nas partes do refrigerador onde as dimensões da ordem da espessura da penetração viscosa e térmica, o gás sofre os efeitos térmicos e viscosos impostos pelas superfícies. Claramente os trocadores de calor devem ser da ordem dessa espessura para que se tenha a máxima interação entre o gás e a superfície.

As penetrações viscosas e térmicas podem ser relacionadas através do número de Prandtl, dado por:

$$\left(\frac{\delta_v}{\delta_k}\right)^2 = \frac{\mu c_p}{K} = \text{Pr} \leq 1 \quad (5)$$

Quando $Pr = 1$, as camadas limite hidrodinâmica e térmica coincidem e os perfis adimensionais de velocidade e temperatura são idênticos para o escoamento laminar e incompressível sobre uma placa plana. Na prática, baixos valores para Pr podem ser obtidos através da utilização de misturas de gases nobres leves e pesados, por exemplo, Hélio+Argônio, Hélio+Xenônio ou Hélio+Criptônio

As aproximações acústicas foram propostas por Rott (1980). Alguns pressupostos foram adotados para que as aproximações fossem válidas. O primeiro pressuposto é que a propagação é feita na direção x . Outro diz respeito às escalas físicas; elas foram assumidas obedecendo:

$$\delta_k \ll \lambda \text{ e } \delta_v \ll \lambda \quad (6)$$

Um estudo mais aprofundado feito por Wetzel & Herman (1997) concluíram que a potência elétrica (E_{el}) introduzida no sistema é convertida em potência acústica pelo alto-falante. Como este não é um mecanismo perfeito, esta transformação não é 100% eficiente, tendo diversas perdas durante o processo. A eficiência eletroacústica dos alto-falantes comerciais gira em torno de 3%. A eficiência é dada pela relação entre o trabalho total e a potência elétrica de entrada, segundo a Eq.(7).

$$\eta_{elac} = \frac{W_{total}}{E_{el}} \quad (7)$$

O coeficiente de *performance* (COP) do refrigerador é definido como a razão entre o efeito útil obtido, calor retirado do reservatório de baixa temperatura, e a ação necessária, neste caso o trabalho realizado pela máquina.

$$COP = \frac{Q_{Baixa Temp}}{E_{el}} \quad (8)$$

É fácil observar que devido à baixa eficiência dos transdutores, e os outros processos geradores de irreversibilidades, nem toda energia elétrica introduzida no sistema é transformada em efeito útil. Sendo o regenerador ou pilha, o coração do refrigerador, o COP é diretamente relacionado com o desempenho da pilha. Então um coeficiente de *performance* para o regenerador é criado (COP_{reg}), pois é este valor que irá ditar o rendimento total do refrigerador. O termo W_{total} da Eq.(7) engloba o efeito de transferência de calor no regenerador W_{reg} e os efeitos dissipativos W_{dis} , sendo $W_{total} = W_{reg} + W_{dis}$.

Então se tem:

$$COP_{reg} = \frac{Q_{Baixa temp}}{W_{reg}} \quad (9)$$

Para melhor entendimento a cerca do problema em questão, é prudente realizar uma breve revisão sobre os conteúdos que dão suporte ao fenômeno físico anteriormente descrito.

2.2 TERMODINÂMICA

2.2.1 A Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da Termodinâmica, conhecido como princípio da conservação de energia, estabelece que a energia não possa ser criada nem destruída durante um processo; pode apenas mudar de forma. De forma clara a variação líquida na energia total de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a energia total recebida e a energia total rejeitada pelo sistema durante o processo, isto é:

$$Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{saida}} + E_{\text{geração}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad (10)$$

A mesma equação para um volume de controle diferencial é dada por:

$$d\epsilon = dQ - dW \quad (11)$$

onde $d\epsilon$ é uma variação infinitesimal de energia do sistema, dQ é um acréscimo infinitesimal de calor ao sistema e dW é o trabalho realizado pelo sistema.

No caso de se trabalhar com a primeira lei aplicada a um sistema constituído por elementos microscópicos de massa devem ser feitas algumas considerações. O elemento deve ser suficientemente pequeno para considerar que este elemento possua uma mesma temperatura T , mesma pressão p , vetor velocidade \mathbf{v} em todo volume do elemento e possuir moléculas suficientes para dar sentido a estas variáveis. Para este elemento a Eq. (11) passa a ser:

$$d\left(\epsilon + \frac{|\mathbf{v}|^2}{2}\right) = dq - dw \quad (12)$$

Percebe-se pela Eq. (12) que a energia do sistema consiste da energia interna por unidade de massa ϵ e da energia cinética por unidade de massa da partícula. Para aplicação na mecânica dos fluidos e na acústica, é interessante fixar as fronteiras do volume de controle e analisar as propriedades de acordo com o fluxo que atravessa as fronteiras. Neste ponto deve-se considerar que o sistema fechado possui um volume de massa $M+dM$, energia interna inicial de $\epsilon + (\epsilon + |\mathbf{v}|^2/2)dM$, energia final de $\epsilon + d\epsilon$ e variação de energia de $d\epsilon - (\epsilon + |\mathbf{v}|^2/2)dM$. Este processo de variação de energia é acompanhado por uma parcela adicional de calor dQ e de trabalho realizado tanto pelo sistema quanto pela entrada de fluido no volume de controle. Sendo que o trabalho realizado pela entrada de fluido no sistema é dado por $p(dM/\rho)$. E utilizando a relação entalpia-energia por unidade de massa para um gás perfeitamente calórico, $h = \epsilon + p/\rho$, a primeira lei da termodinâmica torna-se:

$$d\epsilon = dQ - dW + \left(h + \frac{|\mathbf{v}|^2}{2}\right)dM \quad (13)$$

Pelo fato deste trabalho lidar com fenômenos acústicos, algumas simplificações usuais para a equação geral da energia não podem ser feitas. Neste ponto deve-se tomar o devido cuidado de

considerar um escoamento compressível, pois o modelo de incompressibilidade é incompatível com a teoria de formação de campos acústicos. Desta forma a equação da energia, na forma diferencial toma sua forma completa:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon_T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon_T \cdot u_j) = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j)}_{(I)} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} u_j)}_{(II)} - \frac{\partial q_i}{\partial x_j} \quad (14)$$

O termo (I) é chamado de Tensor de Tensões viscosas que é responsável por contabilizar a parcela de energia dissipada pelas interações viscosas do fluido. O termo (II) é o vetor densidade de fluxo de calor, onde q é dado por:

$$q_i = -K \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (15)$$

2.2.2 Propriedades termodinâmicas dos gases

Um gás fica inteiramente caracterizado por qualquer par das três variáveis (P,T,V). Isto significa que uma é função das outras duas, uma relação funcional do tipo $f(P,V,T) = 0$, que se chama equação de estado do fluido. Gás ideal ou gás perfeito é um modelo idealizado para o comportamento do mesmo e obedece a equação de estado dos gases ideais por unidade de massa como mostrado na Eq. (16):

$$p = \rho RT \quad (16)$$

Embora nenhum gás real obedeça exatamente a esta equação de estado, é uma boa aproximação para a maioria dos gases, tanto melhor quanto mais rarefeito o gás e mais longe estiver do seu ponto de liquefação. Como os pontos de liquefação à pressão normal de 101,7 kPa (≈ 1 atm) do hidrogênio (- 253°C) e do hélio (-269°C) são especialmente baixos, esses gases teriam um comportamento mais próximo de um gás ideal.

O coeficiente de expansão volumétrica de um gás, que relaciona a variação da densidade em função da temperatura, é definido por:

$$\beta \equiv \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (17)$$

E o módulo de volume isentrópico:

$$B_s \equiv \rho \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_p = \gamma p \quad (18)$$

Calor específico a pressão constante e a volume constante são dados pelas Eq.(19) e Eq.(20) a seguir:

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} R \quad (19)$$

$$c_v = \frac{1}{\gamma-1} R \quad (20)$$

O som é um processo isentrópico (reversível e adiabático), pois o seu movimento harmônico de oscilação faz com que a variação de energia final entre uma compressão e uma expansão seja igual a zero e que este processo ocorre em um intervalo de tempo muito pequeno. Então se tem que para um gás caloricamente perfeito:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (21)$$

onde a é dependente da temperatura, da constante universal dos gases e da razão entre os calores específicos a pressão e a volume constantes.

2.2.3 Propriedades de transporte para gases

Para uma ampla faixa de temperatura, as condutividades térmicas e as viscosidades geralmente obedecem a leis de potência (*Power Laws*). As que governam os fenômenos de transporte para gases são dadas pelas Eq.(22) e Eq.(23). Em seguida, para uma temperatura de 300K os valores aproximados para viscosidade μ_0 , condutividade térmica k_0 , e os coeficientes b_μ e b_k estão tabelados.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_\mu} \quad (22)$$

$$K = k_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_k} \quad (23)$$

Tabela 1: Valores da viscosidade e calor específico para gases a T=300K

Gás	m (kg/mol)	γ	μ (kg/m.s)	K (W/m.K)	b_μ	b_k
Ar	0.02869	1.4	1.85×10^{-5}	0.026	0.76	0.89
Nitrogênio	0,02801	1.4	1.82×10^{-5}	0.026	0.69	0.75
Hélio	0.00400	1.67	1.99×10^{-5}	0.152	0.68	0.72
Neônio	0.02018	1.67	3.2×10^{-5}	0.049	0.66	0.66
Argônio	0.03995	1.67	2.3×10^{-5}	0.0180	0.85	0.84
Xenônio	0.1313	1.67	2.4×10^{-5}	0.0058	0.85	0.84

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.3.1 Fundamentos da Convecção Forçada

Primeiramente é necessário definir um modelo de escoamento a ser estudado. Neste trabalho será adotado que o escoamento através das placas da pilha é permanente e laminar durante toda extensão das placas. Como os efeitos de transferência de calor entre o fluido e o tubo de ressonância são muito menores que entre o fluido e a pilha, estes efeitos podem ser desprezados. Então se pode aproximar a

troca de calor como troca por convecção forçada externa em placas paralelas. Também é importante tomar consciência de quais efeitos estão presentes dentro do tubo de ressonância. Neste ponto, estão sendo abordadas as questões termodinâmicas, então o enfoque nos temas a seguir são de grande relevância quando observado os fenômenos presentes na pilha.

2.3.1.1 Introdução a camada limite térmica em placas planas

A camada limite hidrodinâmica desenvolve-se quando um fluido escoar ao longo de uma superfície, como resultado de a camada de fluido adjacente à superfície assumir a velocidade da superfície, que neste caso é zero, pois as placas estão paradas. Da mesma forma, a camada limite térmica desenvolve-se quando um fluido a uma temperatura especificada escoar ao longo de uma superfície que se encontra a uma temperatura diferente como mostrado na Fig.(13).

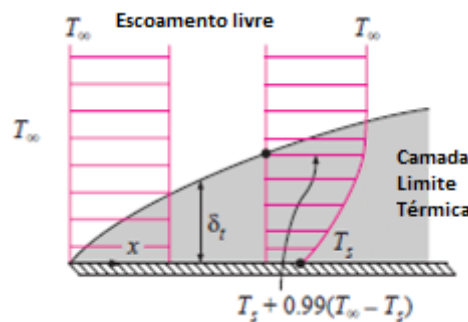


Figura 13: Ilustração da camada limite térmica sobre uma placa plana (Çengel, Heat and Mass Transfer)

A espessura da camada limite térmica aumenta na direção do escoamento, pois os efeitos da transferência de calor são sentidos a distâncias maiores no escoamento a jusante da superfície. A taxa de transferência de calor por convecção em qualquer lugar ao longo da superfície está diretamente relacionada com gradiente de temperatura neste local. Portanto, a forma do perfil de temperatura na camada limite térmica define a transferência de calor por convecção entre uma superfície sólida e o fluido escoando sobre ela. Observando que a velocidade do fluido tem uma forte influência sobre o perfil de temperatura, o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica em relação à camada limite térmica terá um forte efeito sobre a transferência de calor por convecção.

A espessura da camada limite térmica e hidrodinâmica é descrita pelo Número de Prandtl, que é um parâmetro adimensional definido como:

$$Pr = \frac{\text{Difusidade molecular de quantidade de movimento}}{\text{Difusidade molecular de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (24)$$

Já o Numero de Reynolds, entre outras funções, determina a relação entre as forças viscosas e as forças inerciais de um escoamento. Através dela pode-se determinar a região de um escoamento onde ocorre a transição de regime laminar para turbulento. O número de Reynolds é dado por:

$$Re = \frac{x\rho U}{\mu} \quad (25)$$

onde x é o comprimento da placa plana, U é a velocidade do escoamento e μ/ρ é a viscosidade cinemática. A transição de laminar para turbulento ocorre para o número de Reynolds crítico. Este valor é de aproximadamente 5×10^5 para placas planas.

2.3.1.2 Espessura da camada limite hidrodinâmica e térmica

Para se determinar a espessura da camada limite é necessária uma grande manipulação das equações de Continuidade, Quantidade de movimento e Energia. Como resultado chega-se a uma equação diferencial não linear de terceira ordem. Vários matemáticos tentaram achar uma solução para esta equação. Em 1908, Blasius conseguiu resolver o problema usando uma expansão em série de potência. A espessura da camada limite hidrodinâmica pode ser aproximada por:

$$\delta = \frac{4,64x}{\sqrt{Re_x}} \quad (26)$$

E o coeficiente de atrito local médio:

$$C_{f,x} = 0,664 \cdot Re_x^{-1/2} \quad (27)$$

Já a equação para espessura da camada limite térmica, Eq. (28) foi resolvida numericamente para o perfil de temperatura e para diferentes valores de Pr , obedecendo a definição de camada limite térmica. Deve-se lembrar que estas equações são validas apenas para o escoamento laminar sobre uma placa plana segundo Çengel *et al* (2007).

$$\delta_t = \frac{4,64x}{Pr^{1/3}\sqrt{Re_x}} \quad (28)$$

2.3.2 Transferência de Calor em placas planas

No estudo da convecção é comum alguns termos serem adimensionalizados a fim de reduzir o número total de variáveis. O Número de Nusselt representa o aumento na transferência de calor através de uma camada de fluido do como resultado da convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda camada. O número de Nusselt é uma relação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção h e a condutividade térmica K do fluido como mostrado na Eq.(29). Ela também depende do comprimento característico L_c do plano em que o escoamento está em contato.

$$Nu = \frac{h.L_c}{K} \quad (29)$$

O número de Nusselt local foi resolvido a partir da resolução da equação diferencial de energia. Segundo Çengel *et al* (2007), para um escoamento laminar, com $Pr > 0,6$ a Eq.(29) pode ser aproximada para:

$$Nu = \frac{h.L_c}{K} = 0,332. Re_x^{0,5} Pr^{1/3} \quad (30)$$

e para um escoamento turbulento em que $0,6 \leq Pr \leq 60$ e $5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$ a Eq.(29) é aproximada para:

$$Nu = \frac{h.L_c}{K} = 0,0296. Re_x^{0,8} Pr^{1/3} \quad (31)$$

Quando as placas paralelas são submetidas a um fluxo de calor uniforme, em vez de temperatura uniforme, o número de Nusselt local é dado por:

$$Nu = \frac{h.L_c}{K} = 0,453. Re_x^{0,5} Pr^{1/3} \quad (32)$$

em regime laminar, e em regime turbulento por:

$$Nu = \frac{h.L_c}{K} = 0,0308. Re_x^{0,8} Pr^{1/3} \quad (33)$$

Combinando as equações de Navier-Stokes com as identidades termodinâmicas necessárias, após algumas manipulações matemática, chega-se a equação geral de Transferência de calor não conservativa em termos da entropia, para fluidos:

$$\underbrace{\rho T \left(\frac{\partial s}{\partial t} \right)}_{(I)} + \underbrace{\rho T \mathbf{v} \cdot \nabla s}_{(II)} = \underbrace{\nabla \cdot \mathbf{k} \nabla T}_{(III)} + \underbrace{(\sigma' \cdot \nabla) \cdot \mathbf{v}}_{(IV)} \quad (34)$$

onde o primeiro termo representa a variação local da energia interna em um ponto fixo; o segundo termo refere-se a variação da energia interna da partícula em deslocamento; o terceiro termo representa o fluxo de transferência de calor utilizando a lei de Fourier e o quarto termo se refere à difusão de energia devido à dissipação térmica.

2.4 ACÚSTICA

2.4.1 Conceitos básicos

Considerando um sistema massa-mola como indicado na Fig.(14), onde m é a massa do corpo, k é a rigidez da mola e x é o deslocamento da massa a partir do repouso.

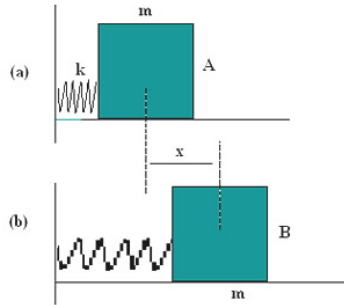


Figura 14: Sistema massa + mola sem amortecimento.
(<http://www.alunosonline.com.br/img/forca%20elastica.jpg>)

Para a dinâmica do sistema, tem-se:

$$m\ddot{x}(t) = -kx(t) \text{ ou } m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (35)$$

Adotando uma solução do tipo $x(t) = Ae^{\alpha t}$, diferente de zero, e derivando em relação ao tempo, substituindo na Eq.(35) encontra-se:

$$mA\alpha^2 e^{\alpha t} + kAe^{\alpha t} = 0 \quad (36)$$

$$m\lambda^2 + k = 0 \rightarrow \lambda = \sqrt{-\frac{k}{m}} = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} i \quad (37)$$

Assim, $\alpha = \pm i\omega_n$ onde $\omega_n = (k/m)^{1/2}$ é definida como a frequência natural do sistema. Por fim, a equação para $x(t)$ em notação complexa é dada por:

$$x(t) = A \cdot e^{i\omega_n t} + A \cdot e^{-i\omega_n t} \quad (38)$$

onde A é a amplitude da oscilação. A equação para $x(t)$ também pode ser dada como:

$$x(t) = F \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (39)$$

em que F é a força aplicada sobre a massa. Para um sistema amortecido:

$$x(t) = e^{\frac{-c}{2m}t} (A \cdot \cos\omega_n t + A \cdot \sin\omega_n t) \quad (40)$$

onde o termo c é o valor do amortecimento. Dependendo deste valor o movimento pode ser sub-amortecido, super amortecido e com amortecimento crítico.

2.4.2 Ondas estacionárias e não-estacionárias

Onda estacionária (*standing waves*) é um padrão que resulta da interferência de duas ou mais ondas ao longo do mesmo meio de propagação. Todos os padrões de onda estacionária são caracterizados por posições ao longo do meio que estão parados. Estas posições são referidas como posições nodais ou nós. Os nós ocorrem em locais onde duas ondas interferem de tal forma que uma onda se desloca para cima a mesma quantidade que uma segunda onda se desloca para baixo. Esta forma de interferência é conhecida como destrutiva, e leva a um ponto de deslocamento nulo, ou seja, um nó. As ondas estacionárias também são caracterizadas pelos anti-nós. Anti-nós são os pontos em que se tem a amplitude máxima de deslocamento da onda. Este tipo de propagação é caracterizado sempre por um padrão alternado de nós e anti-nós como mostrado na Fig.(15) abaixo.

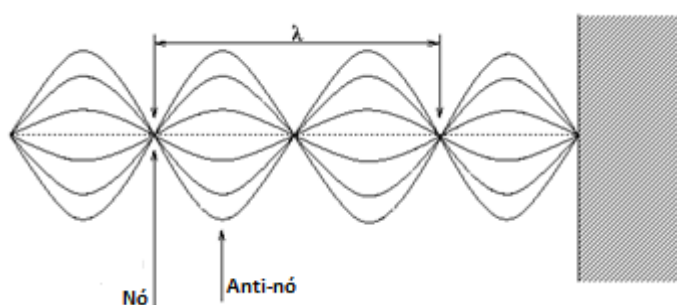


Figura 15: Propagação de uma onda estacionária.
(<http://www.physics.uq.edu.au/courses/phys1000/standing2.png>)

As ondas não-estacionárias (*traveling waves*) são observadas quando uma onda não se limita a um determinado espaço ao longo do meio de propagação. Um exemplo simples são as ondas do mar. Ela pode ser observada através de uma crista se movendo ao longo do meio de partícula para partícula. Esta crista é seguida por um vale que por sua vez é seguido pela crista seguinte. É como observar um padrão de formato fixo (no formato de uma onda senoidal) viajando através do meio. Este padrão se move de forma ininterrupta até encontrar outra onda ou uma fronteira com outro meio. Abaixo segue uma ilustração (Fig. 16) para melhor entendimento.

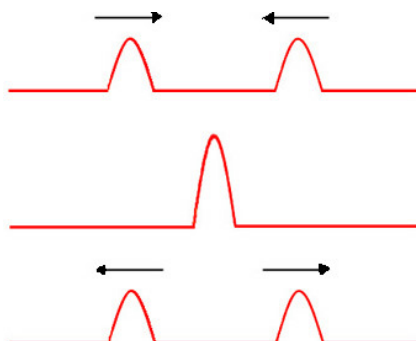


Figura 16: Propagação de onda não-estacionária.
(<http://www.visionlearning.com/library/modules/mid132/Image/VLObject-3385-050617090638.jpg>)

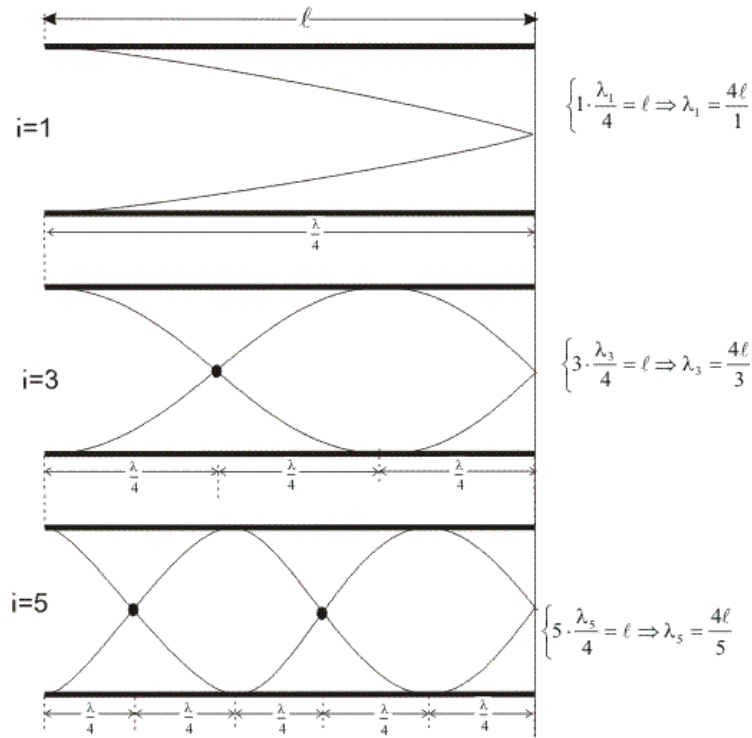


Figura 17: Configuração das ondas estacionárias em um tubo aberto-fechado. (<http://www.sofisica.com.br/conteudos/Ondulatoria/Acustica/figuras/tubo4.gif>)

2.4.3 Aproximações acústicas para Lei dos Gases

Foi imposta a situação de estado estacionário sinusoidal para variáveis como pressão, temperatura e densidade. As equações em notação complexa, segundo Swift (2002), para densidade, temperatura, entropia, pressão e velocidade por apresentarem uma oscilação no tempo foram, respectivamente, definidas a seguir:

$$\rho(x, y, z, t) = \rho_m + \text{Re}[\rho_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \quad (41)$$

$$T(x, y, z, t) = T_m + \text{Re}[T_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \quad (42)$$

$$s(x, y, z, t) = s_m + \text{Re}[s_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \quad (43)$$

$$p(x, y, z, t) = p_m + \text{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}] \quad (44)$$

$$u(x, y, z, t) = \text{Re}[u_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \quad (45)$$

O subíndice m das variáveis acima indica o valor da média temporal da variável. Pode-se verificar que todas as variáveis possuem uma dependência harmônica no tempo ($e^{i\omega t}$). Percebe-se também que a pressão é tratada como unidimensional, pois somente a oscilação pode gerar gradientes perpendiculares à direção de oscilação (variação somente no eixo x).

O pressuposto de que as variáveis dependentes do tempo são pequenas é expresso matematicamente como $|\rho_1| \ll \rho_m$, $|T_1| \ll T_m$, $|s_1| \ll s_m$, $|u_1| \ll a$. O valor de u_m é igual a zero. A pressão média deve ser espacialmente uniforme, ou seja, independe de x , y ou z , porque qualquer gradiente em p_m causaria uma aceleração do gás.

Utilizando as aproximações acústicas de Rott (1980) e as considerações para um gás perfeito, a equação de momento e a equação para transferência de calor, tornam-se, respectivamente:

$$i\omega\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} \right) \quad (46)$$

$$i\omega\rho_m c_p T_1 + \rho_m c_p \frac{dT_m}{dx} u_1 = i\omega p_1 + k \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right) \quad (47)$$

2.4.4 Oscilação em gases

Para exemplificar como o gás atua como uma mola em um sistema harmônico simples, considere um sistema amortecido, com a “mola” sendo um volume $V(t)$ selado de gás, a uma pressão $p(t)$, movido por um pistão de massa M e a face do pistão possui área A . Assumindo que a oscilação na pressão p_1 é causada pela variação no volume e que p_1 é espacialmente uniforme, requerem que a dimensão horizontal de gás seja suficientemente curta e que a frequência seja baixa, de tal modo que $V/A \ll \lambda$.

Para uma pressão espacialmente uniforme p ,

$$dp = \left(\frac{dp}{d\rho} \right) d\rho \quad (48)$$

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{A dx}{V} \quad (49)$$

Combinando as Eq.(48) e Eq.(49) e transformando para notação complexa, se tem:

$$k = \rho_m \left(\frac{dp}{d\rho} \right) \frac{A^2}{V_m} \quad (50)$$

onde k é o valor para a constante elástica do gás. Este valor é uma analogia feita à constante elástica de uma mola, pois os gases em sistemas pressurizados e que haja oscilação, possuem comportamentos semelhantes a de uma mola.

Analisando a Eq. (50), diferentes circunstâncias definem o valor de $(dp/d\rho)$. Tratando o processo de oscilação do gás como isotérmico, a equação resulta em um valor para a constante elástica do gás como:

$$k_T = p_m \frac{A^2}{V_m} \quad (51)$$

Caso o processo seja tratado como adiabático, a Eq.(50) resulta em:

$$k_s = \gamma p_m \frac{A^2}{V_m} \quad (52)$$

Comparando estas duas constantes elásticas, conclui-se que adotar um processo adiabático para o gás faz com que o efeito “mola” seja mais rígido. Este processo pode ocorrer quando a condutividade térmica for baixa, a geometria for grande e a frequência de oscilação for alta, ou se as paredes do cilindro forem perfeitamente isoladas (condição difícil de atingir em um experimento real).

3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Neste capítulo são apresentados os problemas encontrados no modelo construído, as idéias em andamento, a construção das novas pilhas e o algoritmo modificado para otimização das mesmas.

O desenvolvimento será apresentado em cinco etapas:

- 1) Apresentação do modelo atual;
- 2) Apresentação da bancada e equipamentos;
- 3) Sistema de aquisição de dados;
- 4) Recuperação do protótipo;
- 5) Apresentação do algoritmo de Wetzel & Herman (1997) modificado para analisar e maximizar algumas variáveis, como o COP da pilha, espaçamento entre as placas da pilha e outras;

3.1 APRESENTAÇÃO DO MODELO

O protótipo construído por Sartori (2007) é constituído basicamente por uma caixa-acústica para o alto-falante, uma tampa para a base e um tubo ressonante onde se encontra a pilha.

A base construída através de um molde, e fundida em alumínio possui um volume interno aproximadamente 5,2 litros, uma saída para o fio de alimentação do transdutor e uma válvula para a pressurização do sistema. As dimensões da base e da tampa podem ser vistas nos desenhos técnicos anexados a este trabalho. Esta base serve de caixa-acústica para o alto-falante.

A função do alto-falante pode ser comparada ao compressor de um ciclo de refrigeração. Este é responsável por gerar as oscilações no gás de trabalho e funciona em um regime permanente, ou seja, não há variação no sinal de entrada nem na resposta. O tipo escolhido para este protótipo foi um subwoofer, tipo de alto-falante exclusivo por respostas em baixa frequência, da marca BRAVOX® modelo Premium IIe Export de 10" bobina simples, com potência nominal de 180 Wrms. Uma ótima característica é o cone de polipropileno injetado impermeável, que consegue suportar a pressão exercida pelo gás.

Sobre a base, existe uma tampa de alumínio fundido, responsável por isolar o sistema e servir de suporte para o tubo de ressonância. Internamente, possui um rasgo para encaixe do anel de vedação, com bitola máxima de 4,5mm. Externamente, no suporte rosqueado para o tubo ressonante, existe um manômetro de pressão Imperial CAT #425 CKP com leituras em diferentes unidades com pressão máxima de trabalho de 825,0 kPa responsável pela medida de pressão no interior do sistema.

O tubo ressonante tem comprimento igual a 500,0 mm sendo que, diâmetro interno de 44,3 mm e espessura de parede igual a 2,0 mm. Em uma das pontas existe uma tampa rosqueada, que pode ser

acoplado um ressonador esférico. Na outra ponta, abriga o regenerador (pilha) e quatro termopares, calibrados anteriormente.



Figura 18 - Refrigerador Termoacústico UnB

3.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA

A bancada foi montada recentemente com equipamentos diferentes da montagem anterior realizada por Sartori (2007). O alto-falante é o mesmo modelo utilizado anteriormente. Para melhor entendimento do procedimento de montagem da bancada segue-se abaixo um detalhamento de cada parte, como a parte elétrica e instrumentação.

3.2.1 Montagem elétrica

O sistema montado para tocar o alto-falante conta com um gerador de sinal, um amplificador e uma bateria automotiva. A seguir são especificados os modelos dos aparelhos selecionados.

Gerador de Sinal:

O gerador de sinal selecionado foi o modelo HP 33120A capaz de gerar funções e ondas arbitrárias entre outras opções. Este gerador de sinais trouxe a liberdade de se trabalhar com ondas puras, com baixíssima distorção, pode-se selecionar a voltagem do sinal de saída a fim de compatibilizar a saída do gerador com a sensibilidade da entrada do amplificador para não ocorrer saturação na entrada, o que pode levar a distorção do sinal e/ou o *clipping* (emissão de ondas quadradas pelo amplificador).



Figura 19 - Gerador de Sinal HP 33120A

Amplificador:

Este aparelho tem como finalidade a amplificação do sinal de entrada e enviar ao alto-falante. Por ser um amplificado de classe AB (amplificadores Mosfet), tem como característica a amplificação do sinal utilizando pares de transistores associados na saída, que trabalham de modo linear onde um grupo é encarregado da parte positiva da senóide e o outro grupo da parte negativa. Esta classe de amplificador foi criada para tentar unir os pontos positivos das classes A e B a fim de se conseguir um amplificador com mais eficiência e de boa qualidade. Com isto os amplificadores inseridos nesta classe têm uma eficiência de até 60%, sendo que a maioria da energia é dissipada pelos transistores.

- Marca: MTX
- Modelo: JackHammer JH404;
- 100 Watts RMS x 4 canais (aceita ligação em *bridge*)
- THD (*Total Harmonic Distortion* – Distorção harmonica total) < 1%
- S/N (*Signal/Noise* – Sinal/Ruído) = 75dB
- Frequencia de resposta: 20Hz a 20kHz
- Sinal máximo de entrada = 5V
- Crossover passa-baixa (LP), passa-banda (BP) e passa-alta (HP)



Figura 20 - Amplificador MTX JH404
(http://www.mtx.com/caraudio/products/flash/ampsJH_slideshow.cfm)

Alto-Falante:

- Marca: BRAVOX
- Modelo: Premium Iie Export 10" bobina simples 4 ohms – PSW 10;
- Potência nominal: 180 Watts RMS;
- Sensibilidade: 90 dB/W/m
- Frequencia de ressonância (Fs): 35Hz;
- Resposta: 25Hz a 3kHz
- Deslocamento máximo da bobina (Xmax): 4mm



Figura 21 - Subwoofer BRAVOX PSW10
(http://www.bravox.com.br/portal/produto.asp?id_CON=316)

Bateria Automotiva:

- Tensão: 11,5V a 13V
- 60Ah

O processo básico de funcionamento tem início na geração do sinal pelo gerador HP que é enviado para o amplificador através de um cabo customizado com conectores do tipo RCA/BNC, como representado na Fig. (22) abaixo. O sinal é processado pelo amplificador e é enviado ao alto-falante através de um cabo paralelo.

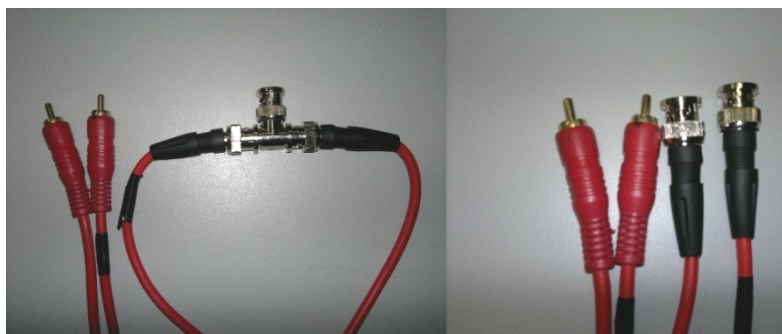


Figura 22 – Cabo customizado RCA/BNC

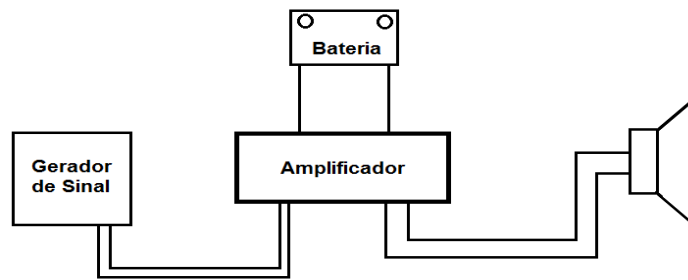


Figura 23 - Esquema básico de funcionamento da montagem elétrica da bancada



Figura 24 - Geração, amplificação e controle do sinal.

3.3 DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO

3.3.1 Controle elétrico

Para o controle elétrico foi utilizado um multímetro MINIPA ET-1002 para a verificação constante da tensão da bateria. Foi utilizado também um amperímetro do tipo alicate para a verificação da corrente na saída do amplificador.

3.3.2 Controle de sinal

Neste quesito foi utilizado o gerador de sinais, como citado anteriormente. Ele é encarregado de gerar um sinal senoidal limpo, com o mínimo de distorção. Através deste aparelho, pode-se determinar qual frequência e qual amplitude deve ser enviado ao amplificador. Desta forma, se tem um controle preciso do sinal gerado.

3.3.3 Controle da temperatura

Para o controle da temperatura, dispõe-se de dois pares de termopares enumerados dispostos na região quente e na região fria da pilha e enumerados como 1 e 2 para parte superior e 3 e 4 para parte inferior da pilha, como representados na Fig. (25) abaixo.

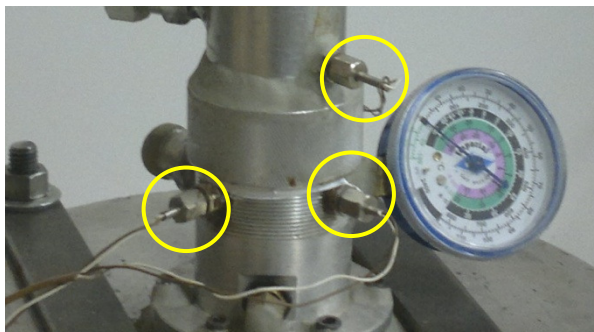


Figura 25 - Localização dos termopares

Os sinais elétricos gerados pelos termopares eram enviados para um conjunto de módulos de aquisição de dados como mostrado na Fig. (26) abaixo. O sinal é recebido pelo módulo SuperLogics 8018, capaz de suportar até oito termopares simultaneamente, e enviado ao módulo SuperLogics 8520, responsável por converter e tratar o sinal. Este sinal tratado é enviado ao computador por meio de um cabo conversor Serial/USB e é analisado pelo programa WinViewCP 32. Neste programa é realizada a leitura da temperatura de cada termopar, com intervalo tempo pré-definido pelo usuário e é gerado um arquivo contendo o tempo e os valores lidos.

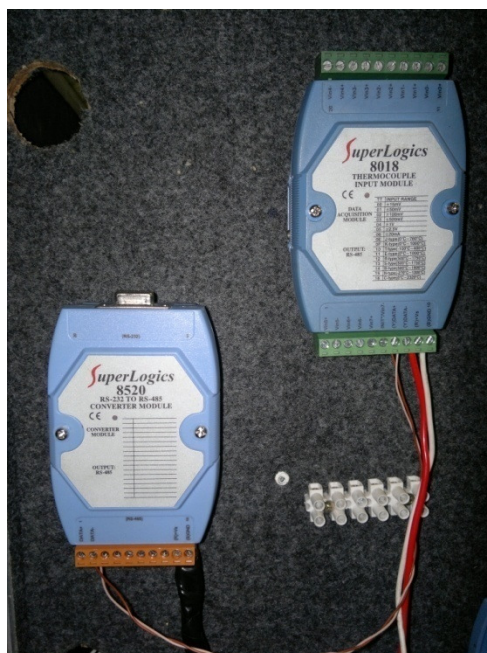


Figura 26 - Módulos de aquisição de dados SuperLogics 8018 e 8520

3.3.3.1 Calibração dos Termopares

Os termopares utilizados, modelo tipo T com filamentos de cobre e níquel (segundo a escala de cores de fios da I.E.C, marrom + branco), para tomadas de temperatura na parte quente e fria da pilha foram calibrados no Laboratório de Metrologia Dinâmica da UnB.

O procedimento de calibração consiste em comparar os resultados obtidos pelos termopares com um sistema padrão. Os termopares são mergulhados em um banho controlado de água + etilenoglicol, constantemente agitado para manter a temperatura homogeneia em todo líquido. A temperatura do banho é regulada através de uma resistência elétrica e um pequeno sistema de refrigeração. E os dados são coletados por meio de um termoresistor de Platina modelo PT-100. Devem-se colocar os termopares em uma mesma altura e o mais próximo possível um dos outros para garantir que todos estejam medindo a temperatura de um mesmo ponto.

Com os dados obtidos pelo equipamento de calibração, podem-se comparar com os valores obtidos pelos termopares e assim regular as curvas de respostas.

As respostas obtidas pelos termopares e pelo equipamento de calibração encontram-se na Tabela 2 abaixo:

Tabela 2: Valores para comparação e calibração dos termopares

Termoresistor Padrão		Termopares			
Resistencia (ohms)	Temperatura $T_{pad}(^{\circ}C)$	1 $T_1(^{\circ}C)$	2 $T_2(^{\circ}C)$	3 $T_3(^{\circ}C)$	4 $T_4(^{\circ}C)$
103,8	9,9	8,2	7,8	7,9	8,0
103,9	10,0	8,3	7,9	8,0	8,1
105,9	15,1	13,4	13,0	13,1	13,2
107,8	20,1	18,4	17,9	18,1	18,2
109,8	25,6	23,9	23,5	23,6	23,7
111,7	30,5	28,8	28,4	28,5	28,6
115,7	35,5	33,8	33,4	33,5	33,6
117,5	45,2	43,5	43,1	43,2	43,3
119,4	50,0	48,3	47,9	48,0	48,1
Diferença ($\Delta T = T_{pad} - T_x$)		~ 1,7	~ 2,1	~ 2,0	~ 1,9

Os gráficos referentes às calibrações acima estão anexadas ao final do trabalho (Anexo V).

3.3.4 Controle de pressão:

Para aferir a pressão interna do sistema, o protótipo conta com dois tipos de medidor. Um manômetro de Bourdon foi usado para medir o valor da pressão média com relativa precisão e facilidade de leitura na hora de pressurizar o sistema.

3.3.4.1 Calibração do Manômetro de pressão estática.

Assim como os termopares o manômetro de pressão também foi calibrado no Laboratório de Metrologia Dinâmica da UnB. Para tal, foi necessário um equipamento capaz de gerar uma pressão

controlada no manômetro e ter a medida comparada com um padrão. O sistema funciona basicamente girando-se uma manivela que empurra óleo de um reservatório em quantidade igual a dois ramos que estão conectados ao manômetro a ser calibrado e ao manômetro padrão de comparação. Como o manômetro da estava instalado no protótipo e o mesmo não foi utilizado em outras circunstâncias, pode-se manter a calibração realizada por Sartori (2007), cujos dados para calibração encontram-se em seu respectivo trabalho.

3.3.4.2 Calibração do microfone

Outro medidor utilizado foi um microfone de eletreto (Figura 27) ligado a um RTA (*Real Time Analyzing* – Análise em Tempo Real) mostrado na Fig. (28) abaixo e com auxílio do programa SpectaLAB V4.32 pode-se verificar a frequência de trabalho e a pressão sonora interna.

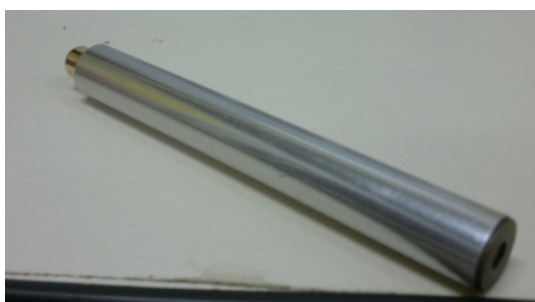


Figura 27 - Microfone de eletreto



Figura 28 - Módulo RTA (*Real Time Analyzing*)



Figura 29 - Posicionamento do microfone

O programa SpectraLAB trabalha em conjunto com a placa de som do computador ou qualquer outro dispositivo de conversão Analógico/Digital – Digital/Analógico. O aparelho é conectado na entrada de microfone ou na *Line-in* do computador que recebe o sinal para a conversão. Este sinal digitalizado de áudio é transmitido através de um algoritmo matemático conhecido como *Fast Fourier Transform* (FFT), que converte o sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência.

A calibração do RTA é feita aplicando um sinal conhecido na entrada da placa de som e com o programa SpectraLAB é gerado um arquivo com a comparação entre o sinal reconhecido pelo programa e o sinal injetado. Com ele é possível fazer com que o programa tenha uma leitura mais real do som produzido pelo sistema.

3.4 RECUPERAÇÃO DO PROTÓTIPO

Nesta etapa, foi realizada uma manutenção e recuperação do protótipo construído por Sartori (2007). Diversos fatores foram analisados, desde a concepção, passando pela construção e aquisições de dados, sendo que alguns estavam contribuindo de forma negativa nos resultados. Durante o processo de recuperação do refrigerador para novos testes, foram observados diversos pequenos problemas de projeto que tornam o manuseio mais complicado. Para facilitar a compreensão da dimensão dos efeitos dos problemas encontrados, os mesmos serão explicados a seguir.

3.2.1 Problemas de Construção

Alguns problemas relacionados à construção do protótipo podem ser facilmente observados. A utilização de alumínio para a construção possui algumas versatilidades, como leveza, mas traz algumas complicações principalmente nas conexões. As roscas feitas no tubo e nas conexões externas possuem altura de dente muito pequena e com o processo de montagem e desmontagem algumas já espanaram.

Na tampa foram feitos oito furos (destacados em vermelho na Figura 30) e utilizando parafusos, a tampa é fixada à base, Fig.(30). Os furos não estão igualmente espaçados, fazendo com que dificulte o processo de fechamento do refrigerador. A espessura da parede dos furos é extremamente pequena, sendo que em alguns furos a parede trincou. Nestes pontos foram adicionadas massa epóxi para reforçar essas paredes e tampar os vazamentos ocasionados pelas trincas, Fig.(31). Depois de fechada a tampa, com o anel de vedação devidamente lubrificado fica extremamente difícil a abertura da tampa novamente. Deve-se encaixar uma chave de fenda na união da tampa e da base e martelar até conseguir uma brecha para criar uma alavanca com outra chave e sacar a tampa da base.

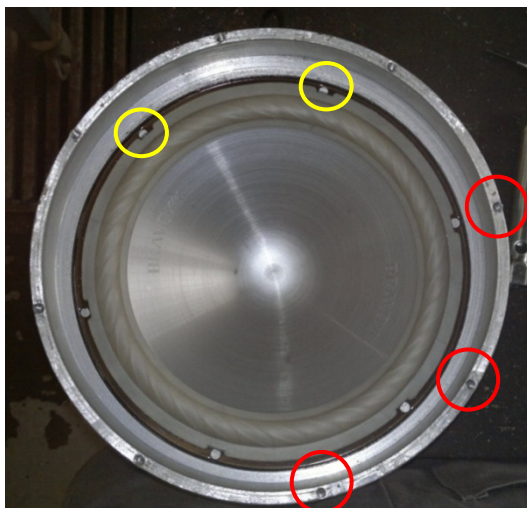


Figura 30: Base aberta com o alto-falante.



Figura 31: Massa epóxi nas trincas dos furos.

Outro problema encontrado era a comunicação entre os dois volumes criados quando o alto-falante era posicionado dentro da base e esta era tampada. O ponto para conexão da mangueira de gás para pressurização está localizado abaixo do alto-falante, e o único modo do gás se expandir para o volume superior era através dos furos na carcaça do alto-falante para a fixação do mesmo em uma caixa acústica (destacados em amarelo na Figura 30). Para solucionar o problema, foi instalada uma mangueira com uma válvula ligando os dois volumes. Quando o sistema está sendo pressurizado, a

válvula é mantida aberta e terminado o processo ela é novamente fechada para que não haja oscilação do gás no interior da mangueira.



Figura 32 - Mangueira instalada

Além das trincas ocasionadas pelos parafusos devido a falta de algum deles (5 parafusos no total de 8 furos) e ao estado em que as roscas dos furos se encontravam não era prudente aplicar muita pressão no interior do refrigerador. Além de não se conhecer os limites de pressão para o projeto, não se sabe o quanto de força os parafusos agüentariam. Para contornar este problema, foram confeccionadas quatro tiras de aço, com 5,0 mm espessura cada, e utilizando parafusos sextavados, criou-se um sistema de “cinta”, Fig.(33) (com os tirantes de aço) para prender a tampa à base.



Figura 33: Refrigerador com os tirantes montados.

Não existe espaço no tubo para a construção de uma pilha de maior comprimento, pois os termopares delimitam o comprimento e os mesmos estão bem fixados, além de não existir a possibilidade de se acrescentar trocadores de calor sem fazer cortes no tubo.

3.2.2 Problemas com vazamentos

Talvez o maior e o mais crítico dos problemas, uma série de vazamentos foi encontrada no protótipo. Para localizar os pontos de vazamento, o refrigerador foi pressurizado com ar diversas vezes e utilizando uma mistura de água+sabão e com a ajuda de um pincel foi espalhada espuma em todas as juntas, roscas, parafusos e válvulas, Fig.(34). Alguns foram facilmente sanados com a simples troca dos *O-rings* (anéis de vedação) das junções. O *O-ring* localizado na tampa do refrigerador foi o mais complicado de encontrar um diâmetro adequado para o rasgo feito na tampa. Outros vazamentos menores foram corrigidos com aplicação de massa epóxi e silicone, Fig.(35).

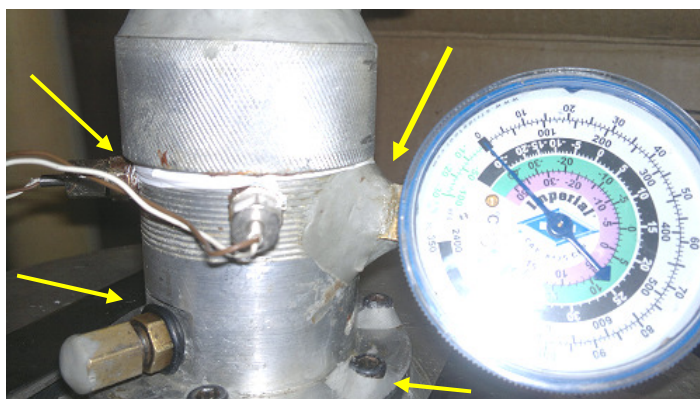


Figura 34: Pontos de vazamento.



Figura 35: Ponto de vazamento. Parte interna da base

O ponto crítico de vazamento estava localizado no furo que serve de saída para o cabo de alimentação do alto-falante. O pequeno espaço formado entre a parede do furo e o cabo deixava o ar pressurizado escapar, não deixando o sistema estabilizar uma pressão interna acima de 1 atm. A solução encontrada foi instalar, na saída do furo, um prensa-cabo rosqueado de 3/8". Esta peça possui

um anel de borracha que veda o espaço a medida que se tem a porca externa apertada. A parte interna da base foi isolada com silicone para junta de motor.

Na conexão entre o tubo de ressonância, onde se encontram a pilha e os termopares, e a base houve a necessidade de se trocar o O-ring todas as vezes que o sistema era desacoplado, pois foi observado um desgaste pré-maturo dos anéis devido ao esmagamento causado pela pressão exercida pelas paredes. Os demais pontos de vazamentos foram sanados com a simples troca do anel de vedação e/ou adição de massa epóxi. Foi observado, durante os experimentos, que a pressão interna ainda estava caindo, mas bem lentamente. Uma nova verificação de vazamento foi feita e percebeu-se que devido à alta pressão, os poros da tampa tornaram-se pontos de vazamento. Estes poros são resultados de uma fundição com impurezas no metal em estado fundido e no resfriamento inadequado, gerando bolhas de gases, criando espaços vazios na estrutura solidificada. Infelizmente são pontos de escalas microscópicas, algumas macro, que torna o processo de vedação extremamente difícil e inviável neste caso.

3.3 CONSTRUÇÃO DAS PILHAS

No intuito de reativar o protótipo atual e realizar futuras medidas, foram construídas cinco novas pilhas, seguindo as dimensões da pilha original. Dentre as novas pilhas, está uma nova de filme fotográfico com espaçamento de 0,3mm, como representado na Fig.(36):



Figura 36: Pilha de filme fotográfico com espaçamento de 0,3mm

Para confecção das pilhas foram usados dois gabaritos diferentes, Fig.(37) e Fig.(38). O primeiro gabarito implicava primeiramente colar os espaçadores nas placas que ficavam situadas lado a lado e depois cortadas era possível colar placa por placa separadamente. O segundo gabarito tornou a montagem mais prática, mais rápida e mais eficiente, pois dá a possibilidade de montar cerca de 20 placas por vez (até completar a altura dos pregos).

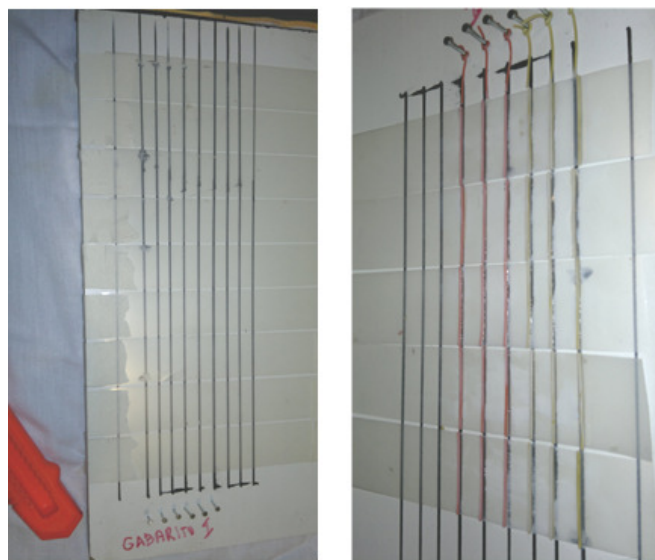


Figura 37: Gabarito I e colagem dos espaçadores

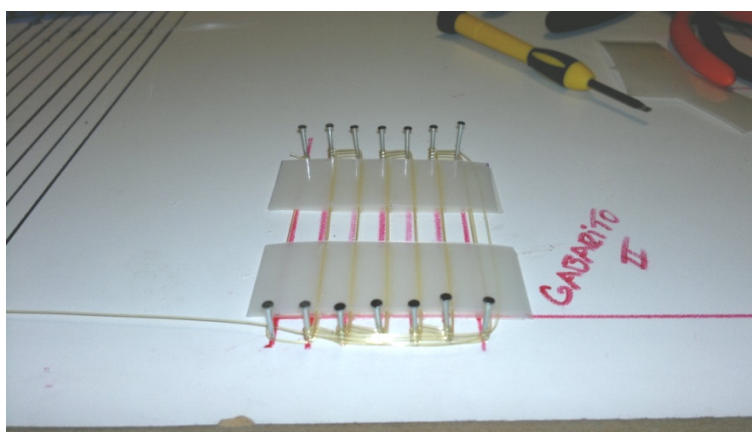


Figura 38: Gabarito II com colagem das placas sobrepostas.

Com o gabarito I foi criada uma pilha, com placas de filme plástico e como espaçadores foram utilizados fios de telefone com bitola de 0,6mm, Fig.(37). Esta montagem foi extremamente trabalhosa. Houve uma grande dificuldade em encontrar uma cola que unisse o plástico à borracha isolante do fio. Devido ao plástico ser de baixa rugosidade nenhuma cola aderiu firmemente à superfície. Foram testadas: cola branca, adesivo instantâneo à base Ester de cianoacrilato e cola para poliestireno. Dentre estas, a que melhor aderiu às superfícies foi o adesivo instantâneo. Entretanto, o resultado não foi satisfatório, pois a secagem do adesivo fez com que o fio perdesse sua maleabilidade, fazendo com que alguns fios descolassem no manuseio das placas. Partiu-se então para a construção da mesma pilha só que utilizando a linha de nylon como espaçador. O mesmo problema de união entre os materiais foi detectado. Este mesmo problema foi encontrado por Tijani (2001) na construção da pilha para seu refrigerador. Após inúmeras tentativas Tijani (2001) adotou uma cola especial da marca 3M[®]. Como o autor não divulgou o tipo exato de adesivo, continuaram-se os testes com outras composições de cola. Uma cola específica para nylon foi testada, na qual mostrou ser bastante eficiente na união de nylon + nylon, mas novamente não aderiu na superfície do Mylar[®]. A solução

encontrada e até então nunca utilizada por outro autor (que esteja registrada em trabalhos, resumos e periódicos) foi a mistura entre a cola de nylon (Cola Leader[®], adesivo a base de poliamida e reagente analítico) e esmalte incolor para unha, na proporção de 8 ml de esmalte para 10 gotas da cola para nylon. Essa mistura mostrou ser muito mais eficiente do que o adesivo instantâneo para esta finalidade, apesar do tempo de secagem entre as placas ser de aproximadamente 10 minutos cada. O resultado da montagem para a pilha de Mylar é mostrado na Fig.(39).

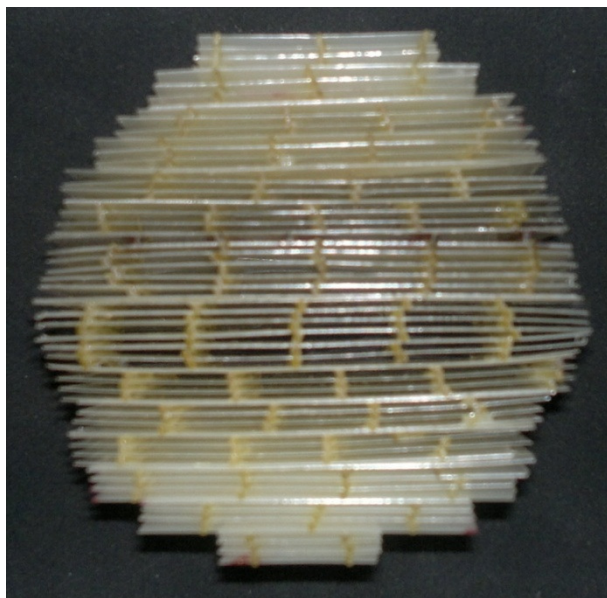


Figura 39: Pilha de Mylar[®] (espaçamento 0,6mm).

As Figuras (40), (41) mostram respectivamente, as construções das pilhas de celulose e plástico.

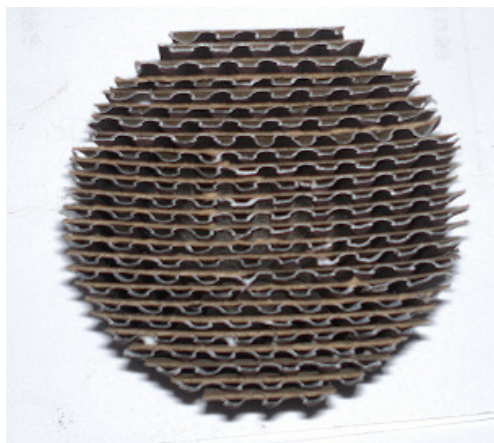


Figura 40: Pilha de celulose (papel cartão com espaçamento de 1,5mm).

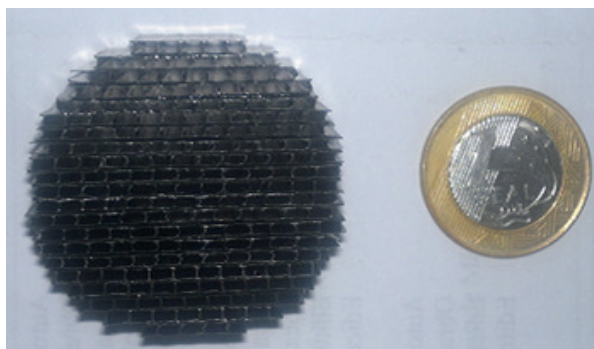


Figura 41: Pilha de plástico (Pasta de arquivo com espaçamento de 1,3mm).

Para testes futuros neste protótipo, está sendo iniciada a construção de outra pilha constituída por agulhas com 0,7 mm de diâmetro interno também no formato de colméia. Diversos outros materiais estão passíveis de teste neste protótipo.

3.5 ALGORITMO MODIFICADO

O algoritmo apresentado neste trabalho é totalmente baseado no algoritmo criado por Wetzel & Herman (1997) e apresentado por Sartori (2007) em seu trabalho. Algumas modificações foram feitas para adequar o algoritmo ao protótipo já construído, a fim de serem coletados alguns dados numéricos antes da retomada dos experimentos.

Wetzel & Herman (1997) desenvolveram um algoritmo para otimizar o desempenho energético de um refrigerador termoacústico. Para tal, o tema foi subdividido em quatro partes: estudo do regenerador, tubo de ressonância, trocadores de calor e alto-falante. Em cada etapa foram analisados todos os parâmetros que influenciam o desempenho de certo elemento e foram feitas diversas considerações para ser chegar a um valor de coeficiente de *performance* (COP) em relação à Carnot igual a um. Para alcançar este valor, é importante observar que em uma de suas considerações, os autores relatam que este algoritmo não leva em consideração as perdas de energia no tubo de ressonância, nos trocadores de calor e nem no alto-falante. Então o valor do COP encontrado é aproximado simplesmente pelo COP da pilha (regenerador). Os cálculos realizados pelo algoritmo original respeitam os diagramas apresentados pela Fig.(42) na página seguinte.

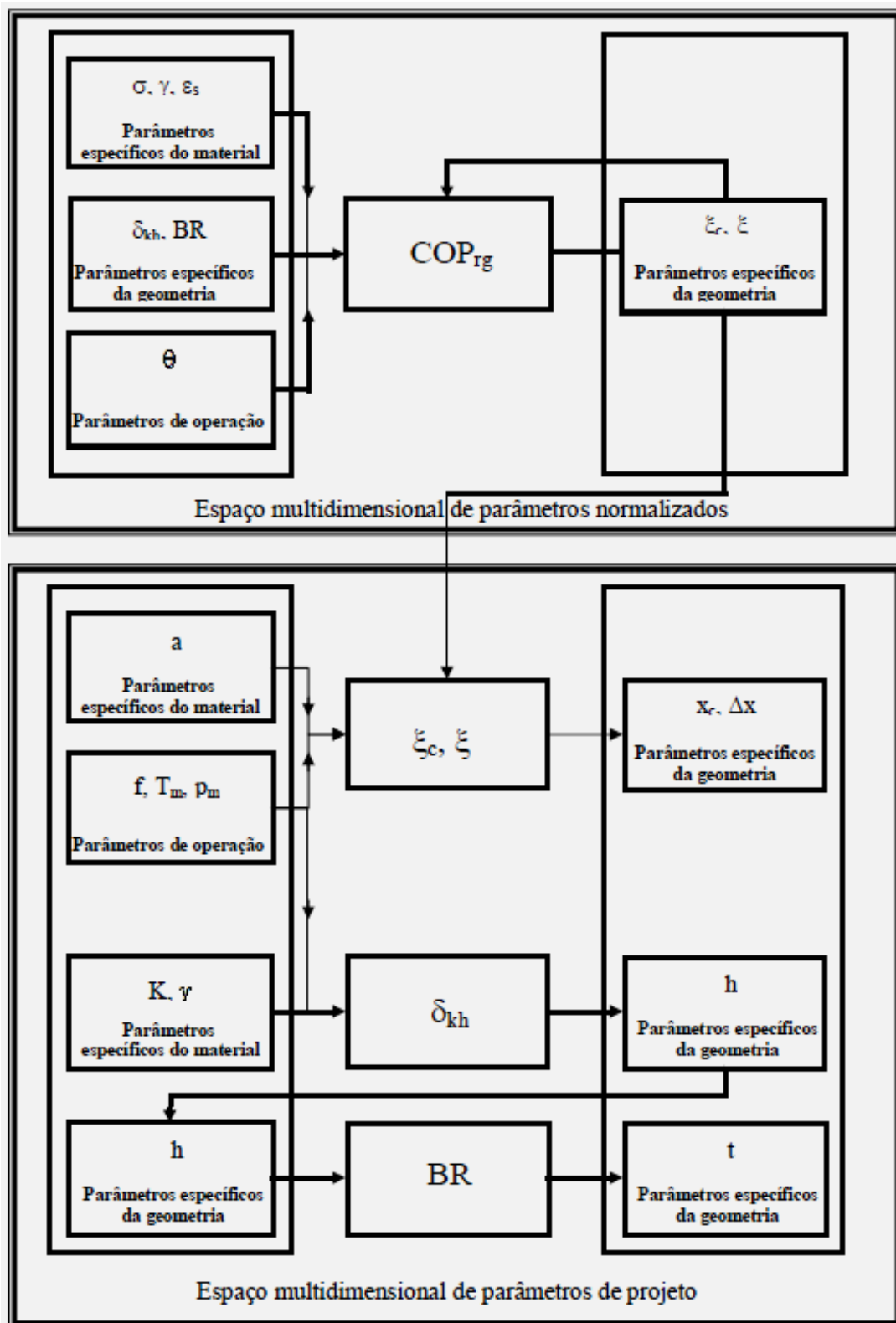


Figura 42: Diagrama de cálculo do algoritmo original (Wetzel & Herman, 1996 e Sartori, 2007)

Onde os parâmetros utilizados no algoritmo são dados pela Tabela 3.

Tabela 3: Parâmetros utilizados no algoritmo de Wetzel & Herman (1997).

Parâmetros de Operação			
Frequência	f	Quantidade de calor	Q _c
Temperatura média externa	T _m	Pressão média	p _m
Diferença de temperatura na pilha	ΔT	Amplitude de pressão da onda	p ₀
Temperatura normalizada	θ		
Parâmetros do material da pilha			
Condutividade térmica	K _s		
Densidade	ρ		
Calor específico	cp		
Parâmetros do fluido de trabalho			
Viscosidade dinâmica	μ	Velocidade do som	a
Viscosidade cinemática	ν	Coefficiente politrópico	γ
Condutividade térmica	K	Coefficiente de expansão térmica	β
Geometria da pilha			
Comprimento	Δx	Posição central da pilha	x
Comprimento normalizado	ξ	Secção transversal	A
Espessura da placa	t	Posição normalizada	ξ _c
Espaço entre as placas	h	Espaço normalizado entre placas	δ _{k,h}
Razão de Bloqueio	BR		

O algoritmo modificado apresenta algumas diferenças em comparação ao original. A principal está nos parâmetros de entrada, que para o algoritmo modificado (renomeado para o resto do trabalho para algoritmo II) é definido pelos limites impostos pela construção do protótipo. Como exemplo, o comprimento máximo disponível no tubo ressonante é de 300 mm e um diâmetro máximo de 44,0 mm que são limitados pelo espaço entre os termopares e o diâmetro do tubo respectivamente.

Para a coleta dos resultados o algoritmo II foi implementado em forma de código computacional no programa EES – Engineering Equation Solver Versão 6.883. Este programa é capaz de solucionar equações de forma iterativa, possui mecanismos para geração de gráficos e outras ferramentas. Possui também uma grande biblioteca de dados aplicados à termodinâmica que o torna um dos programas mais utilizados nesta área.

Através do código computacional podem-se determinar as curvas de variação de BR em função do espaçamento para as novas pilhas, assim como o valor do COP. Estes, dentre outros resultados serão apresentados posteriormente. Neste caso foram seguidos alguns passos na execução do programa:

1º) Com o valor do espaçamento fixado, baseado no espaçamento da pilha antiga, foi feito com que o programa encontrasse um valor para a frequência de trabalho que maximizasse o COP;

2º) Encontrado e fixado o valor de f , verificou-se como o valor de COP é alterado pelo valor de BR, função do espaçamento entre as placas.

3º) Repetiu-se os passos 1 e 2 para os diferentes materiais utilizados. Pois os valores são alterados devido ao diferente valor para a condutividade térmica dos materiais.

4 METODOLOGIA

Este capítulo aborda o processo de busca por vazamento e a recuperação feita no protótipo, apresenta as características das novas pilhas e as considerações que foram utilizadas para obtenção dos resultados pelo código computacional e pela análise modal.

4.1 PROCESSO DE RECUPERAÇÃO DO PROTÓTIPO

Esta etapa, como já relatado anteriormente, foi iniciada com uma verificação visual dos possíveis pontos de vazamento. Logo de início foram trocados todos os anéis de vedação. O anel da tampa teve que ser confeccionado a partir de um perfil de 4,0 mm, vendido em metros. Foram testados os diâmetros de 3,0, 3,5, 4,0 e 4,5 mm, sendo que o de 3,0mm não vedou absolutamente nada e o perfil de 4,5mm impossibilitava o fechamento da tampa. Então foi utilizado o perfil de 4,0mm devidamente lubrificado com vaselina, para evitar que a borracha fosse danificada nos processos de abertura e fechamento da tampa.

Após trocados os anéis, o refrigerador foi fechado e pressurizado. Este processo foi realizado diversas vezes, pois a cada nova injeção de ar, um novo vazamento era evidenciado. Com a ajuda de uma mistura de água e sabão pode-se detectar todos os pequenos pontos de vazamentos que foram posteriormente sanados.

Fez-se necessário a construção e o uso de tirantes de aço presos com parafusos para ajudar a travar a tampa na base, aumentando a segurança do equipamento.

Foi trocada a fiação do alto-falante, que foi soldada nos terminais e colocado um conector para facilitar a instalação do mesmo na base.

Uma mangueira foi adaptada ao sistema de ar comprimido do Bloco G da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, a fim de facilitar o processo de preenchimento do sistema com ar.

4.2 COMPORTAMENTO DA CAIXA ACÚSTICA

Usando o programa WinISD Versão 0.44 pode-se calcular o comportamento acústico do alto-falante na base, aproximando o conjunto base + alto-falante de uma caixa perfeitamente selada. O volume aproximado da base é de 6,42 litros. Para efeito de cálculo deve ser descontado o volume ocupado pelo alto-falante no interior da base. Desconsiderando o volume ocupado pela carcaça e pelo cone, o volume final é basicamente o volume ocupado pelo conjunto magnético. O volume final ocupado pelo alto-falante dentro da base é de 0,48 litros. Então, o volume efetivo da caixa acústica é de $6,42 - 0,48 = 5,94$ litros.

Deste programa foram traçadas as curvas para a resposta do conjunto, mostrando a não-linearidade de resposta. Traçaram-se também as curvas para o ganho em pressão sonora e a fase.

4.3 ANÁLISE MODAL DO PROTÓTIPO

Com o propósito de encontrar os modos de vibração para o refrigerador termoacústico atual, foi feita uma análise modal do protótipo. Primeiramente, foi criado um modelo virtual de todas as peças estruturais através do programa SolidWorks® 2010, com todas as dimensões iguais ao protótipo original, salvo algumas modificações. Terminado o desenho, realizou-se a montagem das peças formando o conjunto final.

Na ferramenta “*MODAL*” do programa ANSYS 12.1 foi carregado o desenho 3D do refrigerador. Nesta etapa, foram seguidos os seguintes passos e feitas às seguintes considerações:

- O tubo de ressonância está fixo no bocal da tampa;
- Todos os parafusos foram posicionados em seus furos;
- Os tirantes de aço estão presos por fricção;
- A área inferior da base, (área em contato com o chão) está fixa;
- Todas as roscas foram desconsideradas, pois a malha gerada sobre o protótipo deveria ser muito refinada para ser aplicada sobre as roscas. Malhas muito fina requerem um esforço computacional muito grande e o tempo de análise é muito extenso;
- A malha gerada leva em consideração todos os pontos do protótipo, como furos, cantos vivos, encaixes e outros;
- Foi programado para serem encontrados os vinte primeiros modos de vibração do conjunto, com limite inferior de 10 Hz;
- Analisou-se também as deformações máximas, cisalhamento e stress máximos que ocorrem quando o sistema entra em ressonância.

4.4 CARACTERIZAÇÃO DAS NOVAS PILHAS

Foram construídas cinco pilhas de modelos diferentes como ilustradas no capítulo anterior.

Para facilitar a leitura, as características de construção para as pilhas estão resumidas na Tabela 4.

Tabela 4: Características construtivas para as novas pilhas.

	Mylar®	Papel Sanfonado	Filme fotográfico	Plástico
Material:	Tereftalato de etileno	Base de celulose	Triacetato de celulose	Polipropileno de baixa fluidez
Espessura da placa:	0,09~0,1 mm	0,4 mm	0,2 mm	0,3 mm
Número de placas:	39	25	90	21
Tipo de montagem:	Placas paralelas	Placas paralelas	Placas paralelas	Placas paralelas
Espaçamento:	0,6 mm	1,1 mm	0,3 mm	1,4 mm
Tipo de espaçador:	Fio de nylon	Papel	Fio de nylon	Plástico
Cola utilizada:	Esmalte + Cola para nylon	Cola branca	Éster de Cianoacrilato	Cola de Poliestireno
Condutividade térmica:	0,15~0,4 W/m.K	~0,0577 W/m.K	0,16~0,36 W/m.K	~0,0364 W/m.K

O material da pilha de plástico é proveniente de uma pasta ofício 20mm da marca PoliBras®. Foi enviado um email para a central de engenharia da marca acima, na tentativa de se obter informações sobre o tipo de polímero que foi usado na fabricação da pasta e sua respectiva condutividade térmica para confirmação dos dados acima.

4.5 CONSIDERAÇÕES FEITAS PARA O CÓDIGO COMPUTACIONAL

Para utilizar o código são necessários alguns dados iniciais, que servirão como dados de entrada para o programa. A rotina do programa está apresentada no Anexo IV.

Inicialmente deve-se determinar o tipo de gás de trabalho. Neste caso foram analisados os efeitos utilizando Hélio, Ar e Nitrogênio. A escolha dos gases foi feita pela disponibilidade dos mesmos para uso, sendo que o hélio será comprado e utilizado quando os testes com ar e nitrogênio estiverem dando resultados satisfatórios.

Depois de determinado o gás, deve-se saber a pressão de trabalho. Foi adotado um valor de 150 kPa (~1,5 bar) devido ao valor da pressão durante os experimentos estabilizar próximo a este patamar, cujo tempo para a queda de pressão, devido aos vazamentos, ser muito longo. Acima deste valor, o ΔP maior, faz com que o vazamento seja acentuado, até ser estabilizado em 150 kPa.

Com o valor da temperatura ambiente e dos parâmetros acima, pode-se determinar os valores para a densidade, viscosidade dinâmica, viscosidade cinemática, condutividade térmica, calor específico, velocidade do som e o número de Prandtl.

Os valores para as características geométricas das pilhas respeitam a Tabela 3. Pelo fato do tubo de ressonância atual não suportar pilhas maiores, as únicas variáveis que podem ser alteradas na construção das pilhas são o espaçamento entre as placas, o número de placas e o material. As outras variáveis devem respeitar os limites impostos pelas dimensões do tubo.

Fixado e determinado todos os parâmetros acima, pode-se iniciar o processo de cálculo pelo código computacional. Primeiramente o programa analisou no intervalo de $60 \text{ Hz} < f < 500$, qual frequência de trabalho resultaria no máximo valor do COP de Carnot. Encontrado o valor da frequência, colocou-se o programa para analisar como as variações do espaçamento e da razão de bloqueio interferem no desempenho final da pilha.

Terminados os cálculos foram gerados os gráficos que ilustram essas dependências entre as variáveis.

O código computacional reescrito a partir do algoritmo de Wetzel & Herman (1997) possibilita estudar o comportamento de diversas combinações de variáveis, conhecendo assim as relações de dependência entre as mesmas.

4.6 ANÁLISE DO ESCOAMENTO ENTRE AS PLACAS DA PILHA

Esta análise computacional teve como objetivo a observação e trazer a possibilidade de estudar o escoamento interagindo com a pilha. Para tal análise, foi construído um modelo em CAD, Fig. (43), e com o uso de um programa de extensão do ANSYS, o FLUENT, pode-se determinar o comportamento da camada limite térmica e o perfil de velocidade do escoamento entre as placas planas da pilha.

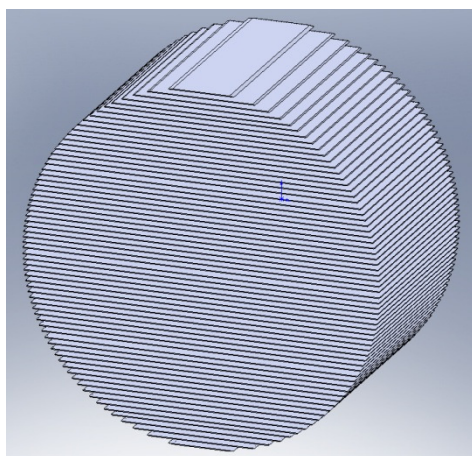


Figura 43 - Modelo em CAD 3D da pilha

Algumas considerações foram feitas para esta simulação. Primeiramente, o equipamento utilizado foi um computador AMD® Phenom II X4, processador quadricore de 2,80 GHz, 8,0 Gb de memória

RAM. O modelo foi simplificado para um escoamento entre duas placas plana, pois a malha gerada, mesmo para uma geometria simples, teve de ser bastante refinada, pois as dimensões estão na casa de décimos de milímetros. Se toda a pilha fosse considerada nesta simulação, o tempo necessário para a análise inviabilizaria o processo. Esta solução pode ser facilmente generalizada para o restante da pilha, exceto nas proximidades da parede.

As condições de contorno utilizadas estão resumidas nos tópicos abaixo:

- Escoamento compressível;
- Regime laminar;
- Gás na temperatura ambiente, 300K;
- Diferença de temperatura entre as extremidades de 2,0K;
- Foram analisados três casos, onde o regime de oscilação da pressão foi determinado após as medições com o RTA. Estas pressões estão disponíveis na Tabela XX na seção de resultados.
- Para cada caso analisado foram gerados dois gráficos. Um para a camada limite térmica e outro para o perfil de velocidade.

4.7 ENSAIOS EXPERIMENTAIS

O foco desde trabalho são os ensaios experimentais com o protótipo reformado. Com o término da reforma, procurou-se criar uma metodologia capaz de abranger o máximo de variáveis presentes neste tema. Foram testadas todas as pilhas construídas, mantendo os mesmos níveis de pressão interna, frequência, pressão sonora e tipo de gás para todo modelo de pilha.

Antes de iniciar os ensaios, alguns procedimentos foram realizados para melhorar homogeneizar as medições. Observando a bancada responsável pela geração e amplificação do sinal, foram tomados os seguintes cuidados:

- Medir constantemente a tensão de saída da bateria, pois a baixa tensão (abaixo dos 9,0V) faz com que o amplificador arme a proteção contra baixa tensão e faz com que o sinal não seja amplificado corretamente;
- O cabo RCA/BNC deve estar distante do cabo de alimentação do amplificador e do fio paralelo do alto-falante, a fim de evitar interferência e alteração do sinal transmitido no cabo por meio de campos magnéticos fortes. Quando estes cabos se cruzam, deve-se tomar cuidado de criar um cruzamento perpendicular entre os cabos;
- Observar a temperatura do módulo. Em alguns casos a temperatura excedia o limite e armava a proteção do módulo contra superaquecimento. Nestes casos, o amplificador foi colocado sobre uma placa de gel congelada para manter a temperatura sempre baixa;

Na bancada de aquisição, algumas medidas foram tomadas:

- A alimentação dos módulos de aquisição foram mantidos ligeiramente acima dos 10V, para evitar oscilação da corrente na hora das medições;
- Os testes de verificação da frequência interna no tubo de ressonância, assim como a pressão sonora interna, foram realizados aos domingos, quando o prédio em que se encontra o laboratório está vazio, com o mínimo de ruído externo. O fato de o microfone utilizado possuir uma alta sensibilidade, este cuidado foi tomado para afetar o mínimo possível a captura do sinal;
- O cabo RCA/RCA que faz ligação entre o microfone e a central do RTA também foi afastado de outras fontes de energia, para manter o sinal de transmissão inalterado.

O experimentos foram realizados no período da noite, entre as 18:00 e 21:00, onde a temperatura a temperatura do laboratório ficava entre 20°C e 19°C. Este período foi escolhido, pois não haveria muita variação na temperatura externa devido a entrada e saída de pessoas do laboratório, nem pelo uso do sistema de ar-condicionado que permaneceu desligado durante todo o processo.

Primeiramente a pilha era instalada no interior do tubo de ressonância. Este tinha o o-ring de vedação trocado todas as vezes que o sistema era aberto. Com o sistema fechado, era iniciada a pressurização do mesmo, ora com ar-comprimido ora com hélio. Para cada tipo de pilha, foi feito teste com ar-comprimido e/ou hélio em diferentes condições de pressão e frequência. Um resumo dos testes feitos pode ser visto na Tabela 5 abaixo:

Tabela 5: Resumo dos ensaios realizados.

PILHA	GÁS	PRESSÃO (kPa)	FREQUENCIAS (Hz)
Filme fotográfico	Ar	0 / 200	171,5/343
	Ar + Hélio	150/200	250/500
Mylar	Ar	0 / 200	171,5/343
	Ar + Hélio	150/200	250/500
Celulose	Ar	0 / 200	171,5/343
	Ar + Hélio	150/200	250/500
Plástico	Ar	0 / 200	171,5/343
	Ar + Hélio	150/200	250/500

Para os ensaios utilizando o gás hélio, o sistema foi pressurizado e despressurizado três vezes antes de iniciar os testes. Este procedimento era uma tentativa de deixar o interior com o mínimo de massa de Ar possível. Adicionando Hélio e retirando a mistura, tentou-se chegar a uma maior concentração de He em comparação ao Ar. Neste caso, o ideal era criar um sistema de purga para eliminar o ar enquanto é injetado o He.

Tendo o sistema pressurizado, é iniciado o programa WinViewCP 32 para a leitura das temperaturas dos termopares. Passados de 20 a 30 segundos do inicio o gerador de sinal é ligado. Este tempo de espera é para que haja um equilíbrio nas medições dos termopares da temperatura inicial.

Com o gerador de sinais ligado, e com a frequência e tensão de saída ajustados, o amplificador era acionado. Este acionamento é feito automaticamente em instalações automotivas. Uma entrada remota no amplificador é alimentada assim que o aparelho de som é acionado. Neste caso, na entrada remota foi instalada uma chave liga-desliga ligado direto na bateria.

As medições de resposta em frequência e pressão sonora interna foram realizadas simultaneamente com as medições de temperatura. Infelizmente não houve condições para medir o nível de pressão sonora com o refrigerador pressurizado, pois o gás escapava pela porosidade do microfone e pela junção com a estrutura do próprio microfone. O ideal neste caso seria a medição utilizando um transdutor de pressão, com um tempo de resposta menor que 2 ms (0,002 s), pois os transdutores que se encontravam a disposição possuíam tempos de resposta superiores a 5 ms, o que impossibilita medidas acima de 200 Hz.

5 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados do comportamento acústico do conjunto base e alto-falante, os resultados obtidos nas análises utilizando o código computacional, análise do escoamento, e resultados experimentais.

5.1 RESPOSTA DO CONJUNTO BASE E ALTO-FALANTE

Na Figura (44) têm-se as características físicas e eletromecânicas do alto-falante, assim como a caracterização de uma caixa selada de volume igual a 5,94 litros.

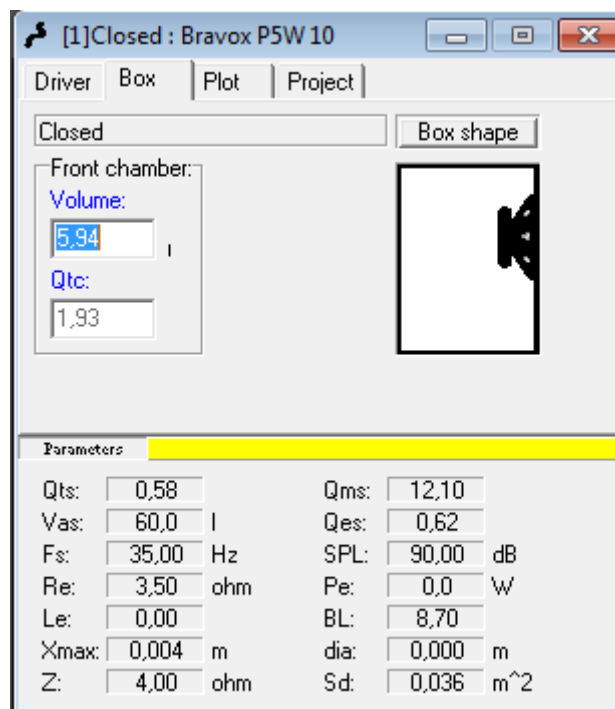


Figura 44: Características eletromecânicas do alto-falante.

A seguir, a Figura (45) ilustra a curva de ganho para o conjunto acústico em estudo. A linha amarela define o valor em dB do ganho em relação à frequência aplicada. Nota-se que no ponto máximo da curva existe um ganho de aproximadamente +6dB a 125,0 Hz em relação à resposta plana. Este ponto, conhecido como F_c , caracteriza a frequência de ressonância do sistema. A linha vermelha indica o valor de 0dB, no qual não há amplificação da pressão sonora, ou seja, a resposta é plana, que neste caso acontece a 88,8 Hz. O nível indicado pela linha roxa representa o valor à -3dB (77,8 Hz) em relação à resposta plana. Este valor é conhecido com F_3 , ou frequência de corte a -3dB, que significa o limite de resposta a baixas frequências.

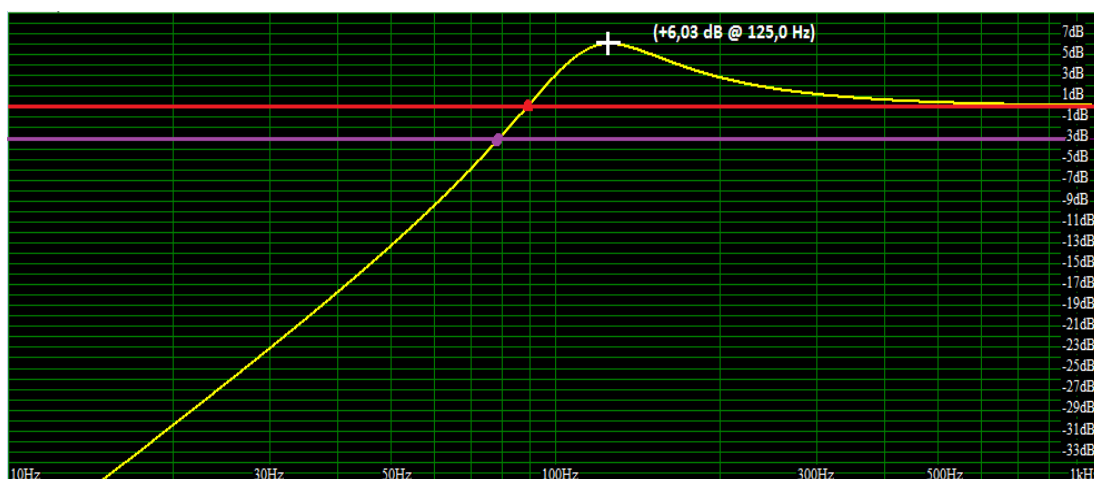


Figura 45: Curva de resposta do alto-falante (dB's X Hz) em uma caixa selada

A Figura (46) indica o ponto de máxima pressão sonora gerado pelo conjunto. O valor do SPL-dB é de 96,3dB a 125,0 Hz, medido a um metro de distância da fonte.

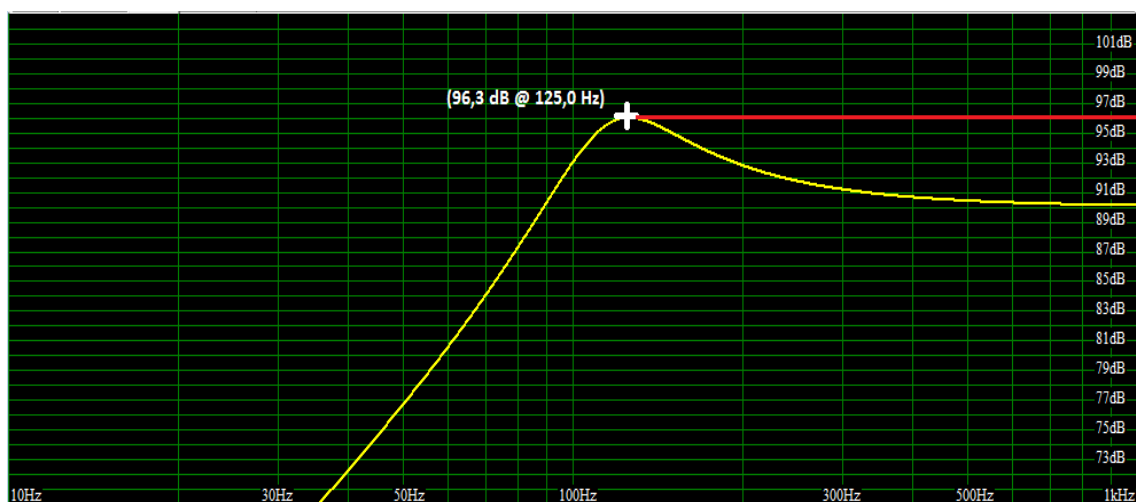


Figura 46: Curva de máxima pressão sonora (dB's X Hz).

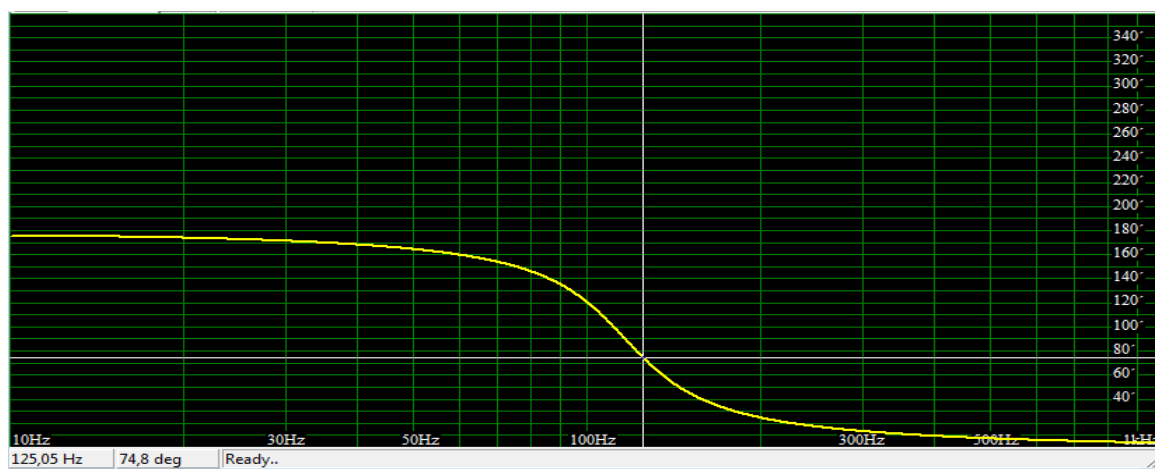


Figura 47: Curva de fase do conjunto (Ângulo de fase X Hz).

Os dados referentes aos gráficos das Fig.(45),(46) e (47), estão presentes no Anexo I ao final deste trabalho.

5.2 RESULTADOS PARA ANÁLISE MODAL

A seguir estão resumidos os resultados encontrados na análise modal do protótipo. Foram analisados os vinte primeiros modos de vibração, sendo que a frequência do primeiro modo foi de 188,67 Hz. A tabela contendo os modos de vibração e suas respectivas frequências estão no Anexo II. Teoricamente, sem amortecimento e o sistema operando na frequência de ressonância o tubo seria o elemento que mais sofreria com as deformações. Outra característica apresentada foi a massa encontrada pelo programa para a montagem, que foi de 23,38 kg, resultado muito próximo do peso real de ~21,5 kg.

Properties	
Volume	7,8345e+006 mm ³
Mass	23,38 kg
Scale Factor Value	1,

Figura 48: Dimensões para o modelo virtual do protótipo.

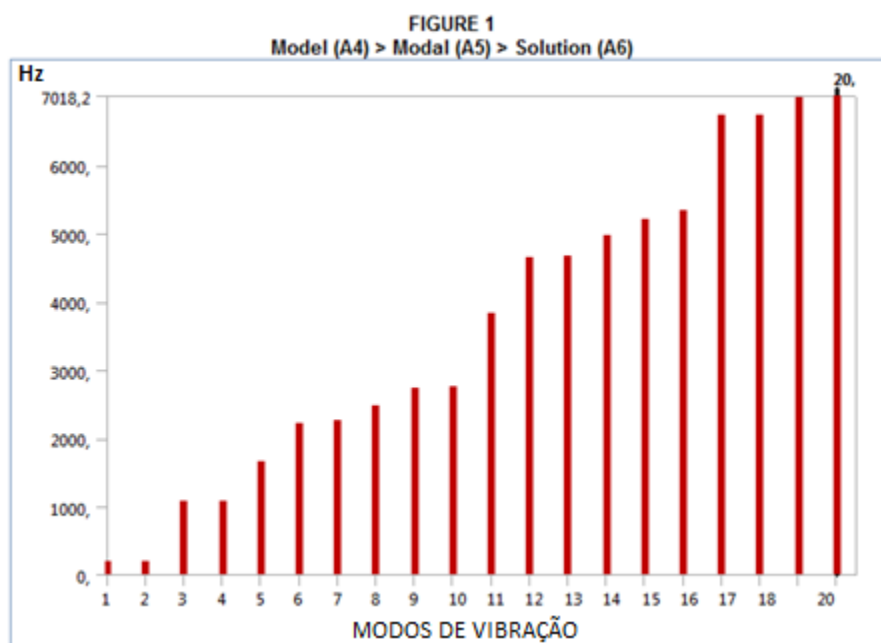


Figura 49: Modos de vibrações e suas respectivas frequências.

5.3 RESULTADOS DO CÓDIGO COMPUTACIONAL

Os resultados apresentados abaixo foram obtidos pelo programa Engineering Equation Solver. Todas as tabelas paramétricas estão disponíveis no Anexo III deste trabalho.

5.3.1 Fluido de trabalho: AR

Unit Settings: [J]/[K]/[Pa]/[kg]/[radians]

$\alpha = 345,9$ [m/s]	$A_1 = 0,0001018$	$A_2 = 0,1948$	$BR = 0,375$
$\delta_{k,h} = 0,3769$	$\delta_v = 0,0001932$	$\delta_{temp} = 10$	$DR = 0,03$
$f = 89,88$ [s ⁻¹]	$Flux_H = -0,001912$	$Flux_W = 0,00007381$	$\gamma = 1,667$
$M = 0,1$	$v = 0,00001054$ [m ² /s]	$\omega = 564,7$ [rad/s]	$P1 = 150000$ [Pa]
$\theta = 0,03356$	$vd = 0,00001848$ [N-s/m ²]	$x_c = 0,3$	$y_0 = 0,0003$ [m]
$COPR_p = 0,8502$	$COP_p = 24,91$	$c_p = 1007$ [J/kg-K]	$\delta_k = 0,0002262$
$\varepsilon = 0,04522$	$\varepsilon_c = 0,4898$	$\varepsilon_{critico} = 1,582$	$E_s = 0,095$
$h = 0,0006$ [m]	$K = 0,0255$ [W/m-K]	$\lambda = 3,849$ [m]	$L_p = 0,0277$ [m]
$Pr = 0,7296$	$\rho = 1,754$ [kg/m ³]	$t = 0,001$ [m]	$T1 = 298$

Calculation time = ,0 sec

Figura 50: Resultados do algoritmo para o AR.

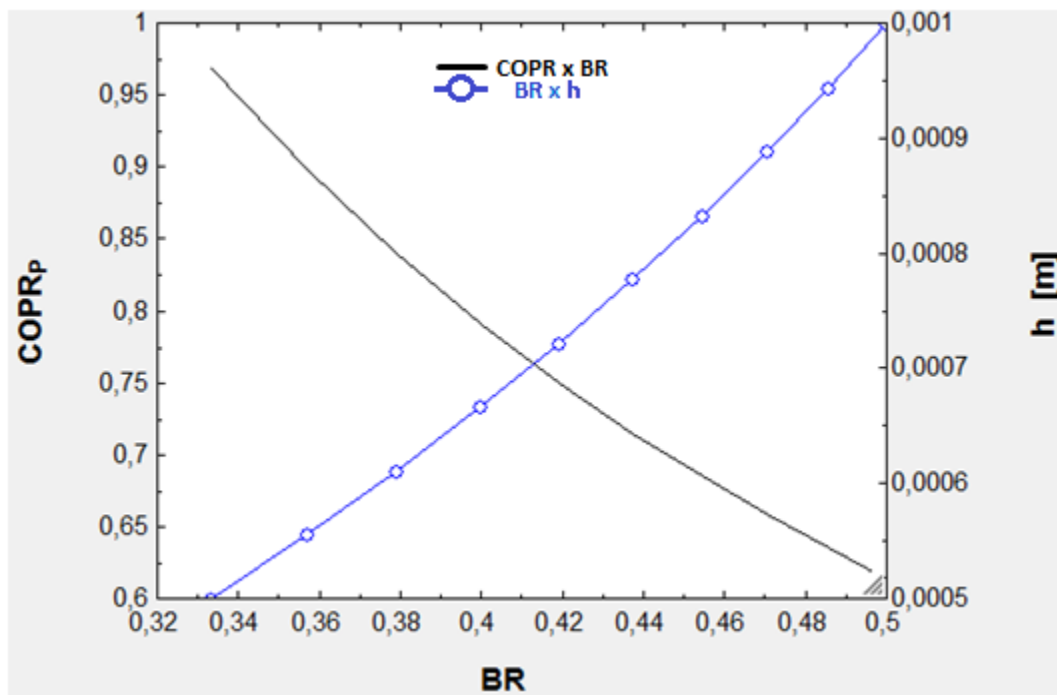


Figura 51: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (ar).

O ponto de encontro das curvas do gráfico da Fig.(51) indica o ponto ótimo entre os valores do espaçamento e o coeficiente de *performance* da pilha em relação ao ciclo padrão de Carnot.

5.3.2 Fluido de trabalho: Nitrogênio

Unit Settings: [J]/[K]/[Pa]/[kg]/[radians]

$a = 352 \text{ [m/s]}$

$\delta_{k,h} = 0,3784$

$f = 89,88 \text{ [s}^{-1}\text{]}$

$M = 0,1$

$\theta = 0,03356$

$\text{COPR}_p = 0,8472$

$\varepsilon = 0,04444$

$h = 0,0006 \text{ [m]}$

$\text{Pr} = 0,7343$

$A_1 = 0,0001022$

$\delta_v = 0,0001946$

$\text{Flux}_H = -0,00193$

$v = 0,00001069 \text{ [m}^2\text{/s]}$

$vd = 0,00001814 \text{ [N-s/m}^2\text{]}$

$\text{COP}_p = 24,82$

$\varepsilon_c = 0,4813$

$K = 0,02576 \text{ [W/m-K]}$

$\rho = 1,696 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$A_2 = 0,1965$

$\delta_{\text{temp}} = 10$

$\text{Flux}_W = 0,00007473$

$\omega = 564,7 \text{ [rad/s]}$

$x_c = 0,3$

$c_p = 1043 \text{ [J/kg-K]}$

$\varepsilon_{\text{critico}} = 1,577$

$\lambda = 3,916 \text{ [m]}$

$t = 0,001 \text{ [m]}$

$\text{BR} = 0,375$

$\text{DR} = 0,03$

$\gamma = 1,667$

$P1 = 150000 \text{ [Pa]}$

$y_0 = 0,0003 \text{ [m]}$

$\delta_k = 0,0002271$

$E_s = 0,095$

$L_p = 0,0277 \text{ [m]}$

$T1 = 298$

Calculation time = ,0 sec

Figura 52: Resultados do algoritmo para NITROGÊNIO.

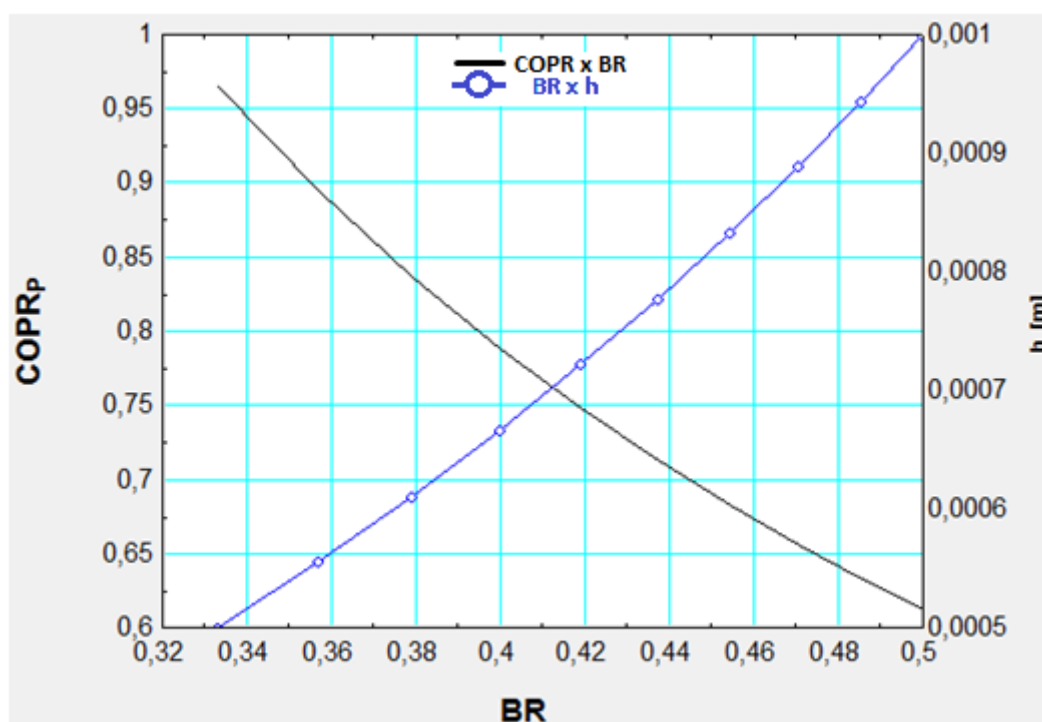


Figura 53: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (Nitrogênio)

O ponto de encontro das curvas mostrou ser um ponto ótimo, tendo em vista delicado processo de construção, entre o espaçamento e COPR. Este valor pode ser considerado ótimo, pois foi observado durante a construção das pilhas que quando o espaçamento era reduzido, o bloqueio gerado pelas camadas de colas em excesso tornavam-se consideráveis. Para uma área fixa, aumentando o valor do espaçamento tem-se a diminuição no número de placas e como consequência um menor número de superfícies para troca de calor. Por outro lado, diminuindo o espaçamento e aumentando o número de placas, os efeitos são acentuados, pois o espaçamento se aproxima da penetração térmica, elevando teoricamente o valor de COPR. Esta diminuição no espaçamento torna a construção da pilha uma tarefa muito delicada, pois os espaçadores se tornam cada vez menores, dificultado a montagem nas superfícies. Outros autores propõem um valor ótimo de 0,8 para BR.

5.3.3 Fluido de trabalho: Hélio

Unit Settings: [J]/[K]/[Pa]/[kg]/[radians]

$a = 1016 \text{ [m/s]}$

$\delta_{k,h} = 1,106$

$f = 89,88 \text{ [s}^{-1}\text{]}$

$M = 0,1$

$\theta = 0,03356$

$\text{COPR}_p = 0,7887$

$\varepsilon = 0,01539$

$h = 0,0006 \text{ [m]}$

$\text{Pr} = 0,6698$

$A_1 = 0,0002986$

$\delta_v = 0,0005433$

$\text{Flux}_H = -0,004312$

$v = 0,00008333 \text{ [m}^2\text{/s]}$

$vd = 0,00002018 \text{ [N-s/m}^2\text{]}$

$\text{COP}_p = 23,11$

$\varepsilon_c = 0,1667$

$K = 0,1564 \text{ [W/m-K]}$

$\rho = 0,2422 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$A_2 = 0,2432$

$\delta_{\text{temp}} = 10$

$\text{Flux}_{\text{W}} = 0,0001789$

$\omega = 564,7 \text{ [rad/s]}$

$x_c = 0,3$

$c_p = 5193 \text{ [J/kg-K]}$

$\varepsilon_{\text{critico}} = 1,467$

$\lambda = 11,31 \text{ [m]}$

$t = 0,001 \text{ [m]}$

$\text{BR} = 0,375$

$\text{DR} = 0,03$

$\gamma = 1,667$

$P_1 = 150000 \text{ [Pa]}$

$y_0 = 0,0003 \text{ [m]}$

$\delta_k = 0,0006638$

$E_s = 0,095$

$L_p = 0,0277 \text{ [m]}$

$T_1 = 298$

Calculation time = ,0 sec

Figura 54: Resultados do algoritmo para o HÉLIO.

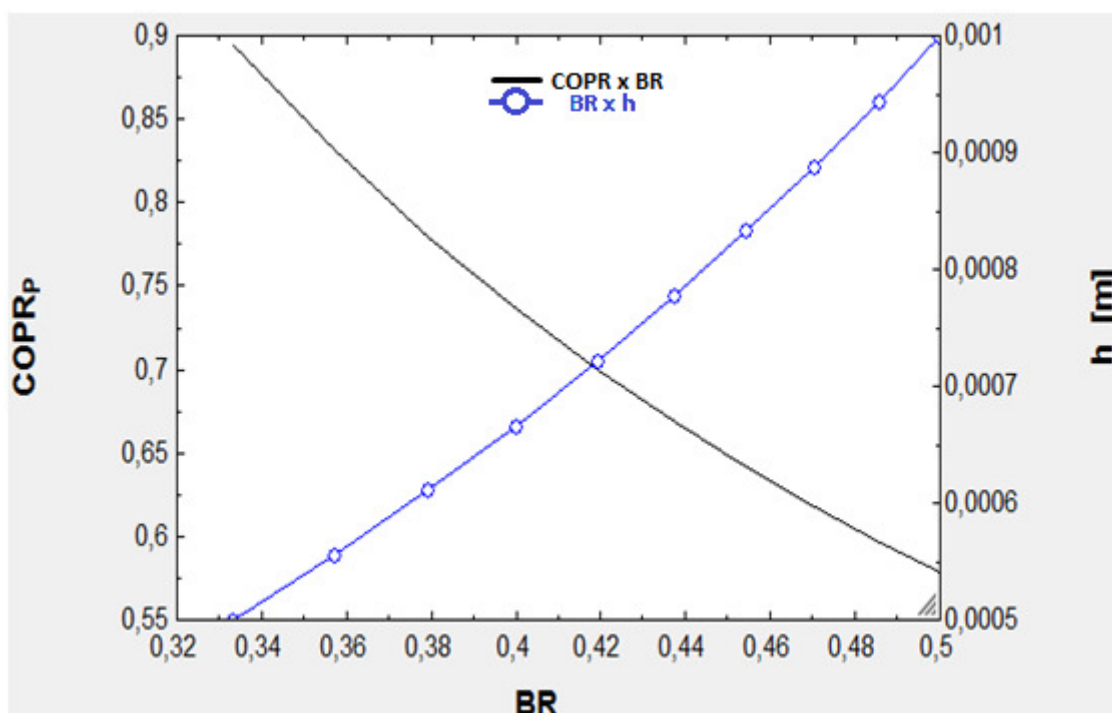


Figura 55: Gráfico do COPR da pilha X BR X h (Hélio)

5.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.4.1 Resposta em frequência e pressão sonora interna do sistema

Está demonstrada abaixo a resposta do sistema em função da frequência para cada frequência aplicada ao alto-falante. As medições foram realizadas com o microfone instalado próximo à pilha, tangente ao tubo e perpendicular ao deslocamento do fluido. Nestas medições, o sinal de saída do gerador foi de 500 mV, gerando uma corrente de aproximadamente 1,5A no fio paralelo de alimentação do alto-falante.

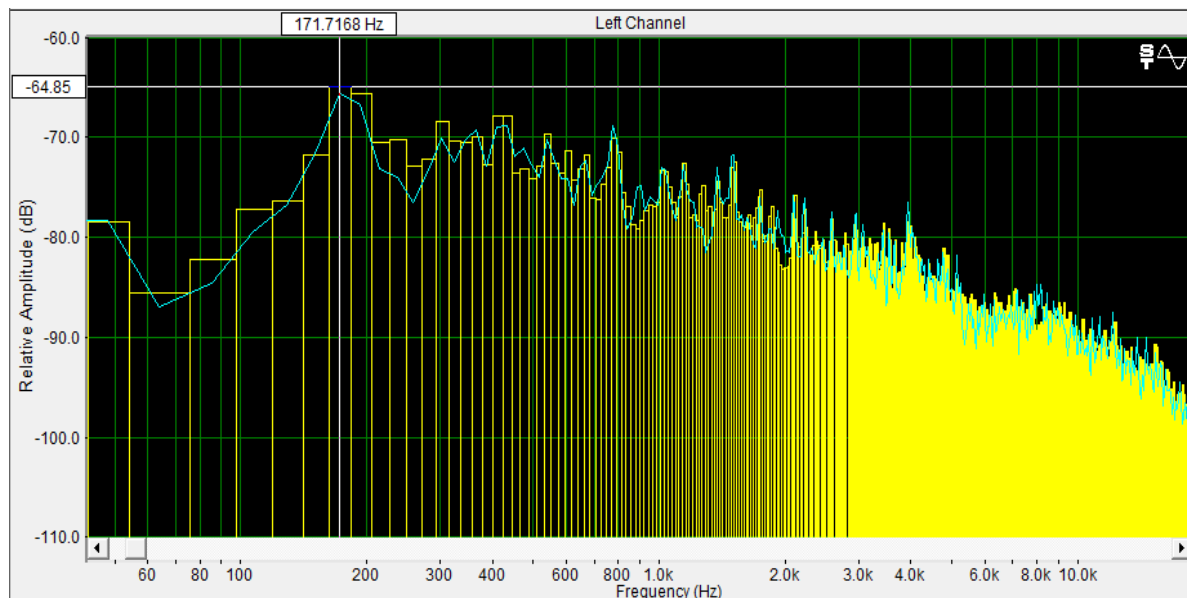


Figura 56 - Resposta inicial. Alto-falante desligado.

Na Fig. 56 acima se tem a resposta em frequência do tubo de ressonância, com o sistema desligado, ou seja, com nenhuma excitação provocada pelo alto-falante. Este valor é a leitura da simples ressonância interna do tubo. A pressão sonora é lida a partir de um marco zero (0 dB) e sua escala é negativa pois indica o quão atenuado está o som em relação a um padrão. Neste caso, o padrão resulta da pressão sonora máxima lida pelo microfone. A relevância dos dados está na diferença entre o valor da pressão lida com o sistema ligado e o valor da pressão com o sistema desligado. Esta diferença provê a variação da pressão interna no tubo.

Para cada frequência utilizada nos ensaios, foi verificado o valor da atenuação máxima (valor sem o funcionamento do alto-falante) e o valor máximo gerado pelo deslocamento do cone. Os dados para a atenuação máxima (padrão) estão relacionados abaixo:

- 171,5 Hz → -64,85 dB-SPL
- 200,0 Hz → -69,21 dB-SPL
- 250,0 Hz → -75,14 dB-SPL
- 343,0 Hz → -71,23 dB-SPL
- 500,0 Hz → -76,77 dB-SPL

A seguir, as respostas máximas para todas as frequências utilizadas nos ensaios.

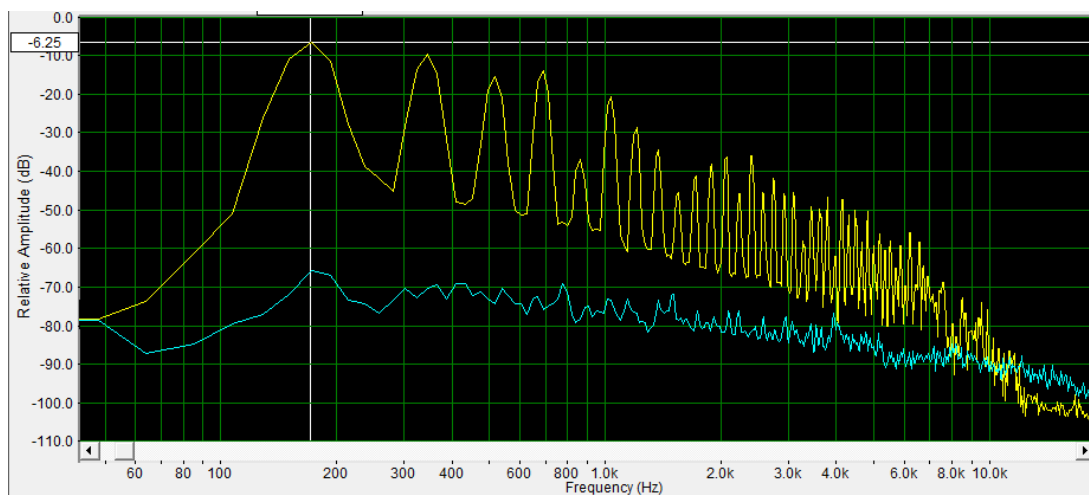


Figura 57 – Resposta: 171,5 Hz e -6,25 dB's

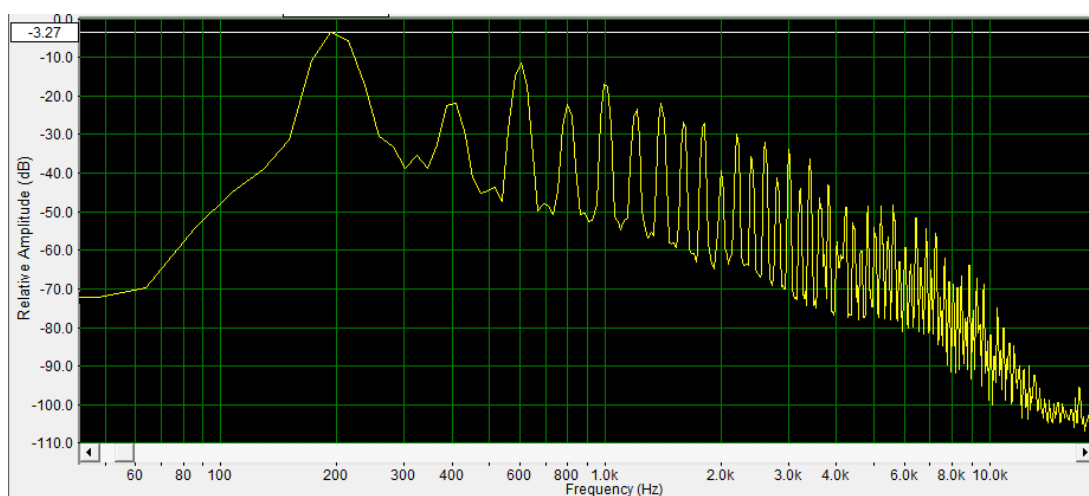


Figura 58 - Resposta: 200,0 Hz e -3,27 dB's

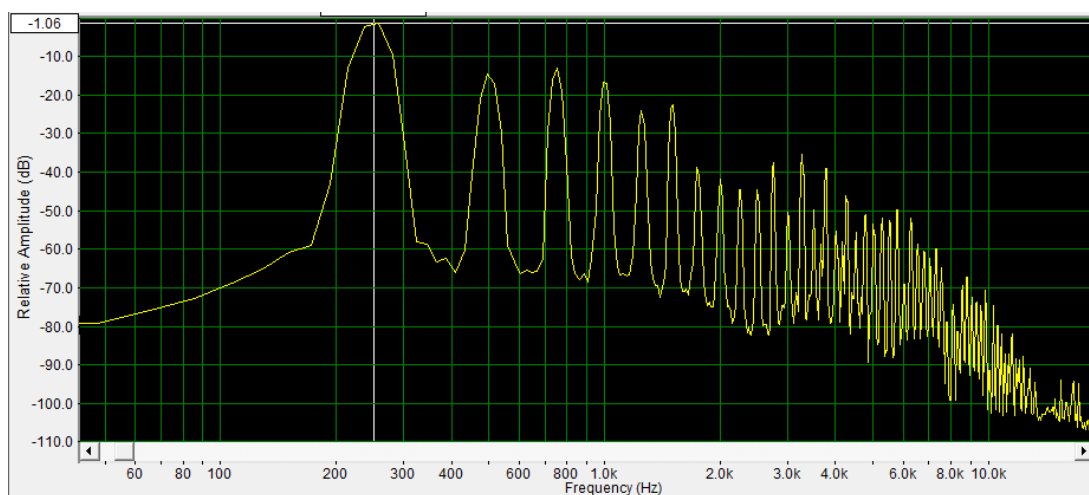


Figura 59 – Resposta: 250,0 Hz e -1,06 dB's

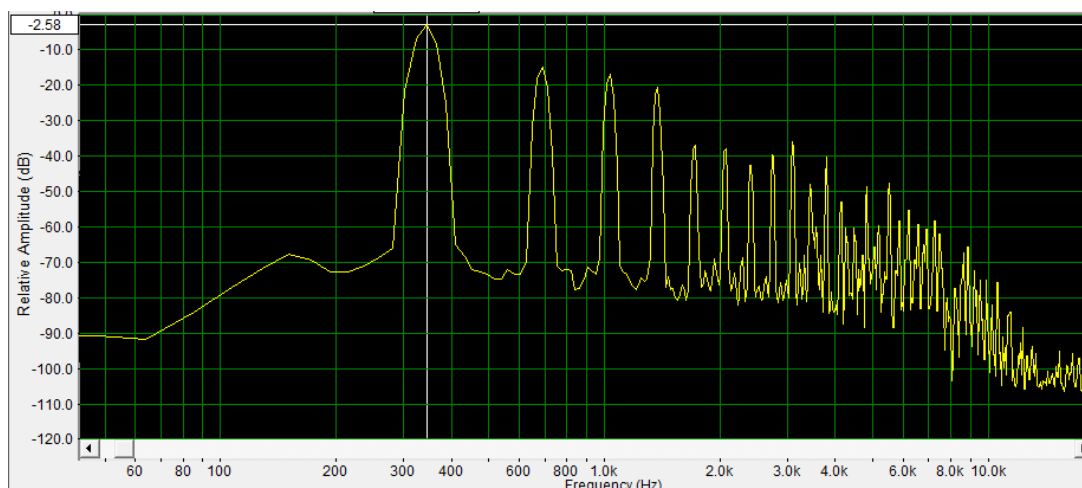


Figura 60 – Resposta: 343,0 Hz e -2,58 dB's

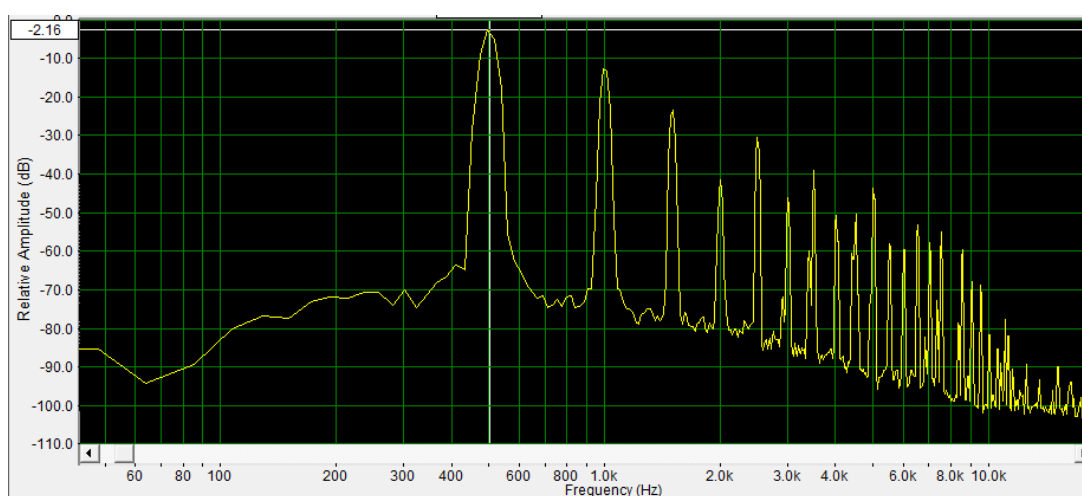


Figura 61 - Resposta: 500,0 Hz e -2,16 dB's

Resumindo todas as respostas e as respectivas variações na pressão interna, têm-se:

Tabela 6: Resumo das respostas em frequência e pressão sonora.

Frequência Hz	Atenuação Máxima dB's	Resposta Máxima dB's	Diferença em dB's	Diferença em Pa
171,5	- 64,85	- 6,25	58,6	0,017
200,0	- 69,21	- 3,27	65,94	0,039
250,0	- 75,14	- 1,06	74,08	0,101
343,0	- 71,23	- 2,58	68,65	0,054
500,0	- 76,77	- 2,16	74,61	0,107

5.4.2 Resultados para as Temperaturas

Os ensaios que resultaram nos dados demonstrados a seguir foram realizados segundo os procedimentos relatados anteriormente. Devido à grande quantidade de dados gerados, pois são no total de quatro termopares, sendo que para cada um se tem um valor próximo de 360 pontos (foram coletados dados a cada 2 segundos), os gráficos têm início quando os termopares começam a sair do equilíbrio, após o sistema ligado.

Os gráficos de dispersão apresentados abaixo têm traçados as suas respectivas linhas de tendência linear (regressão linear), pois a simples ligação dos pontos tornou-se difícil a visualização o comportamento das temperaturas. As equações para as retas estão resumidas no Anexo VI.

Alguns ensaios não demonstraram uma mudança significativa na temperatura. Para estas configurações, as temperaturas permaneceram praticamente constantes, com uma variação de no máximo $0,02^{\circ}\text{C}$. As representações gráficas destes experimentos foram suprimidas, pois seriam informações desnecessárias. Um resumo dos experimentos que não foram eficazes está na Tabela 7 ao final desta seção.

5.4.2.1 Pilha de Filme fotográfico (Triacetato de Celulose)

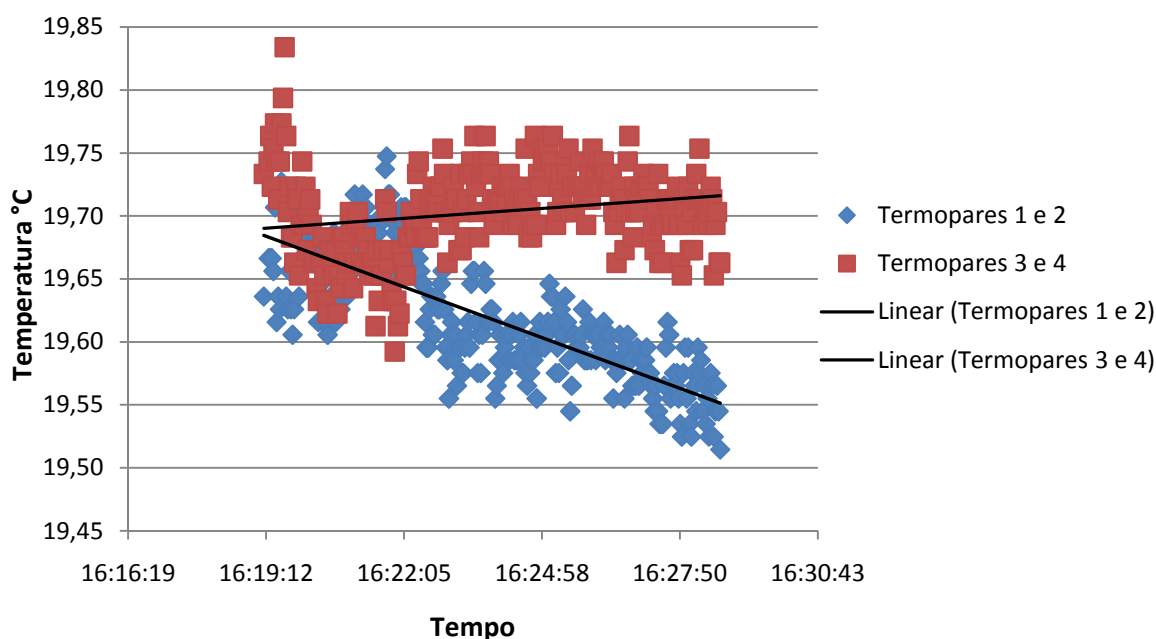


Figura 62 - Variação de temperatura para pilha de Filme fotográfico (AR - 171,5Hz)

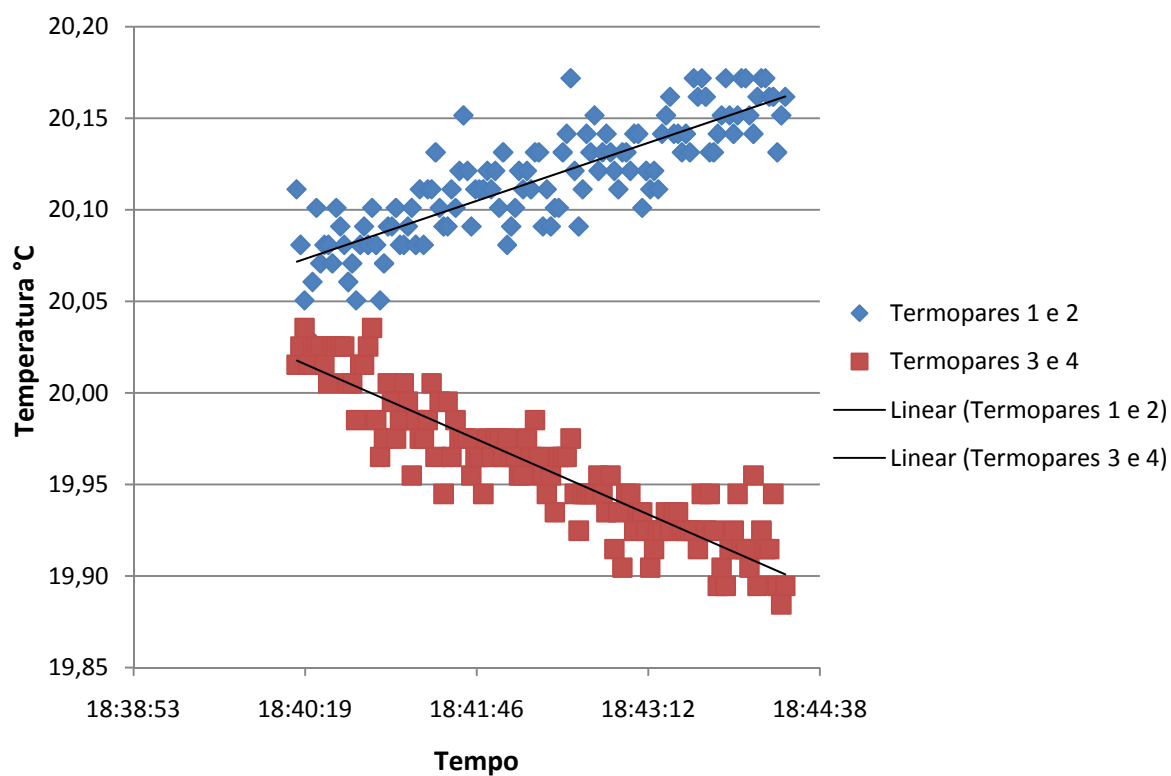


Figura 63 - Variação de temperatura para pilha de Filme fotográfico (AR – 343Hz)

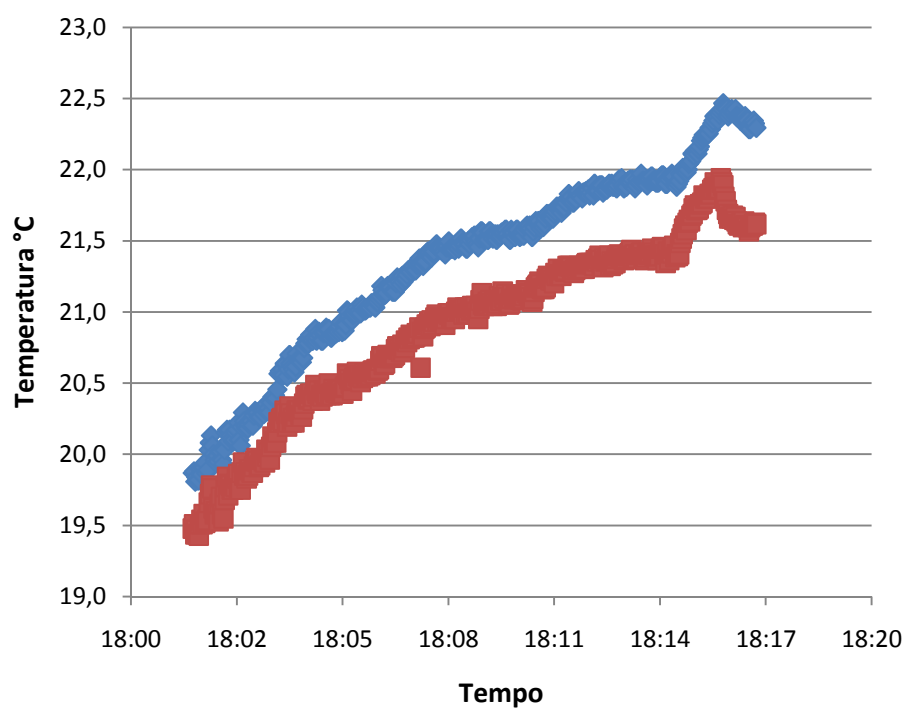


Figura 64 - Variação de temperatura para pilha de Filme fotográfico (Hélio - 250Hz)

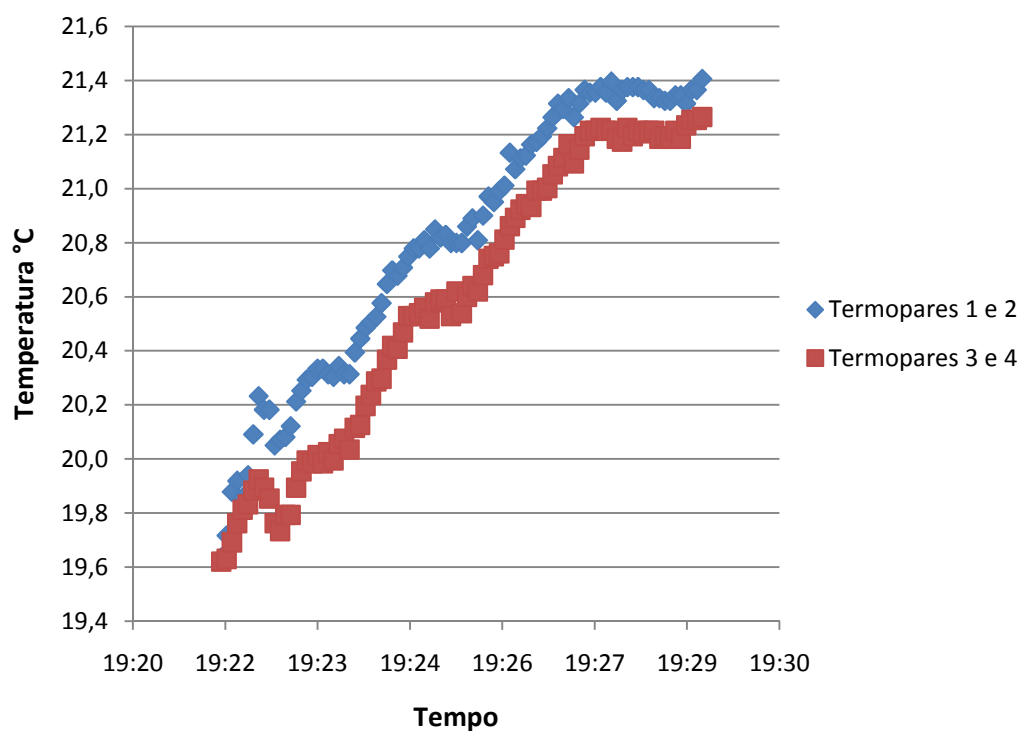


Figura 65 - Variação de temperatura para pilha de Filme fotográfico (Hélio - 500Hz)

5.4.2.2 Pilha de Mylar (Tereftalato de Etileno)

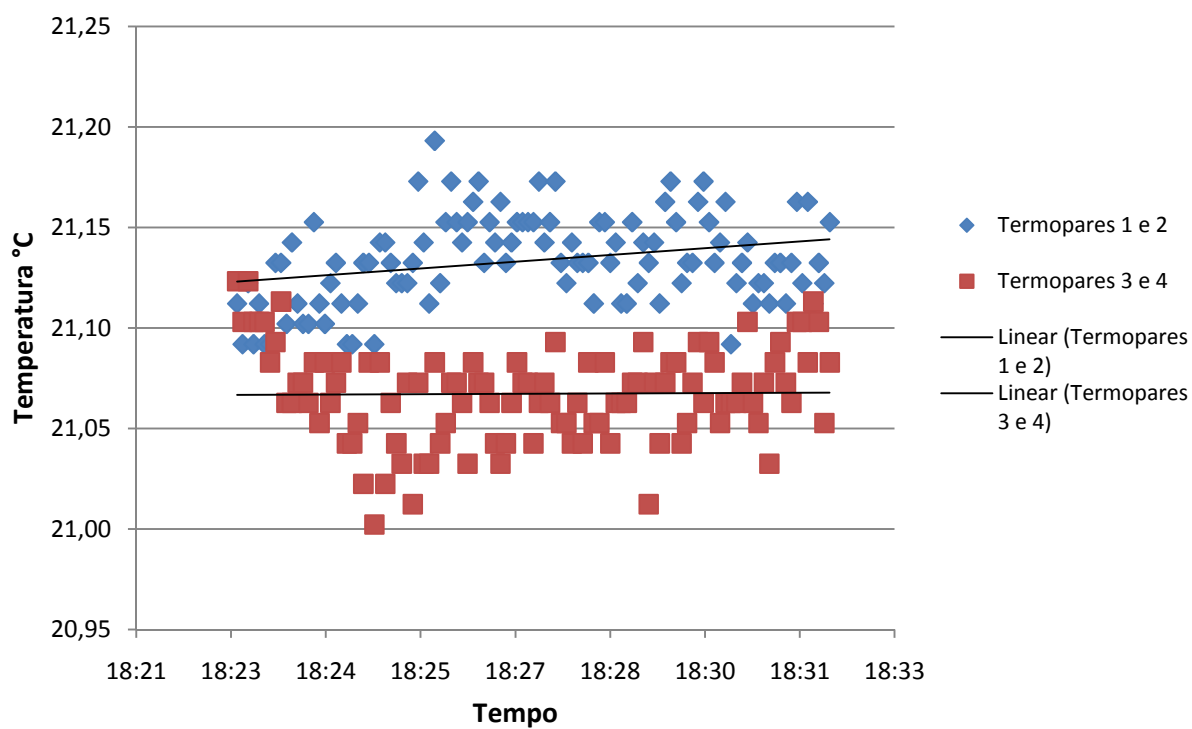


Figura 66 - Variação de temperatura para pilha de Mylar (AR - 171,5Hz)

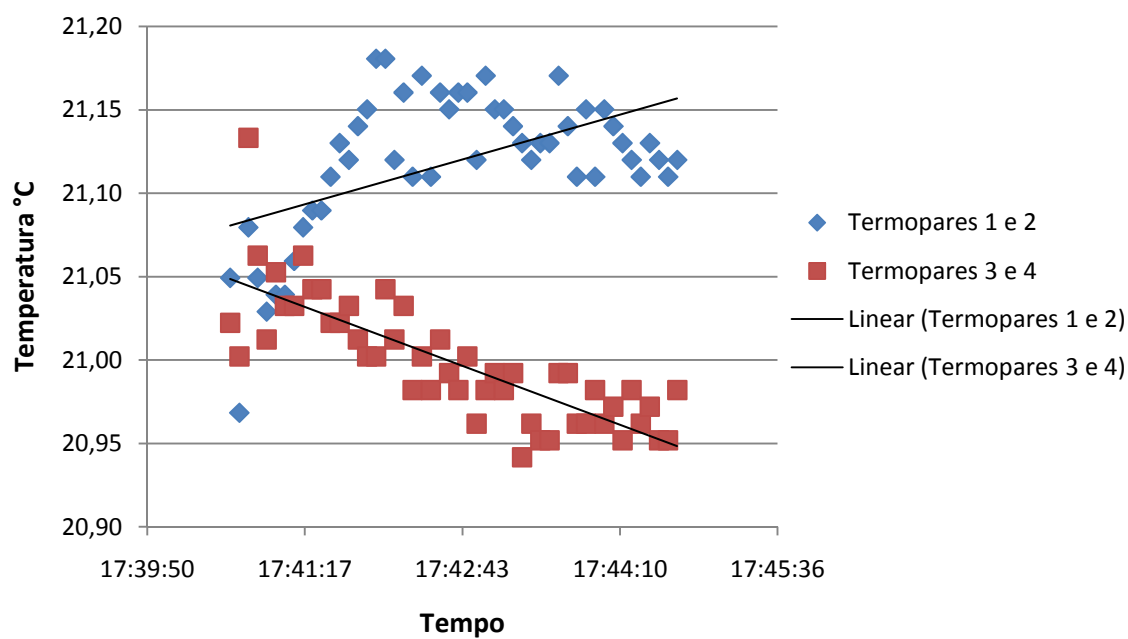


Figura 67 - Variação de temperatura para pilha de Mylar (AR - 343Hz)

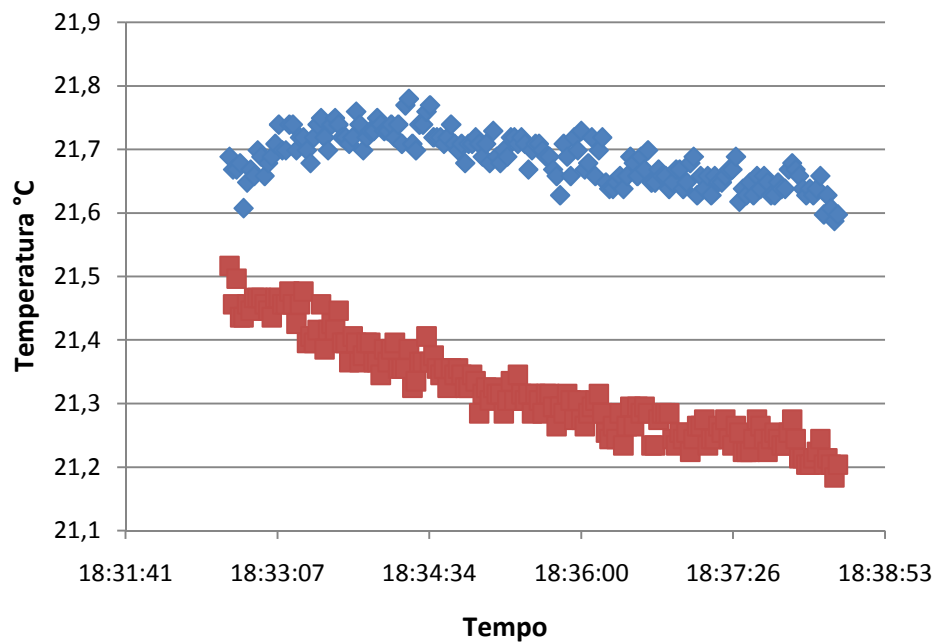


Figura 68 - Variação de temperatura para pilha de Mylar (Hélio - 250Hz)

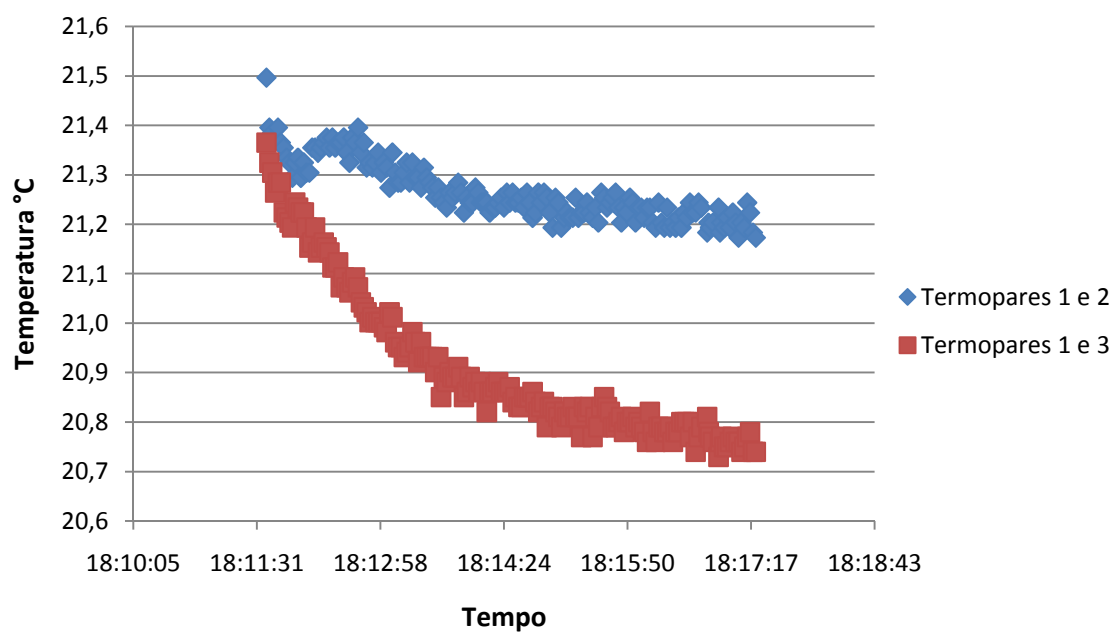


Figura 69 - Variação de temperatura para Mylar (Hélio - 500Hz)

5.4.2.3 Pilha de Papel Sanfonado (Base de Celulose)

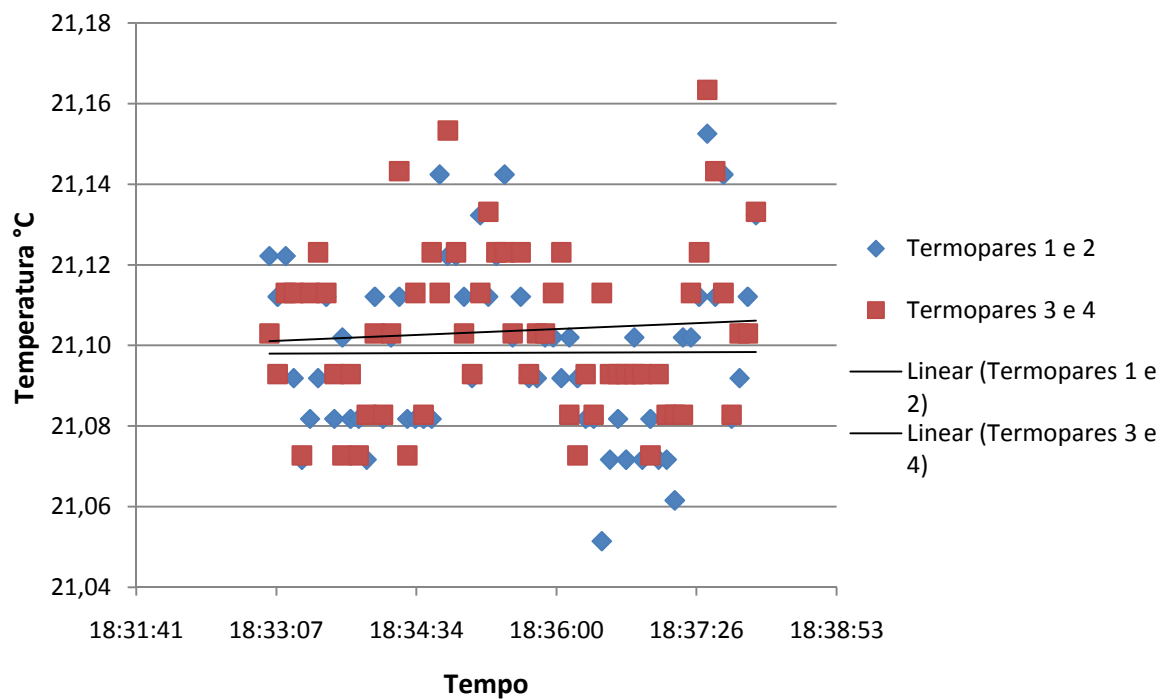


Figura 70 - Variação de temperatura para pilha de Celulose (AR - 171,5Hz)

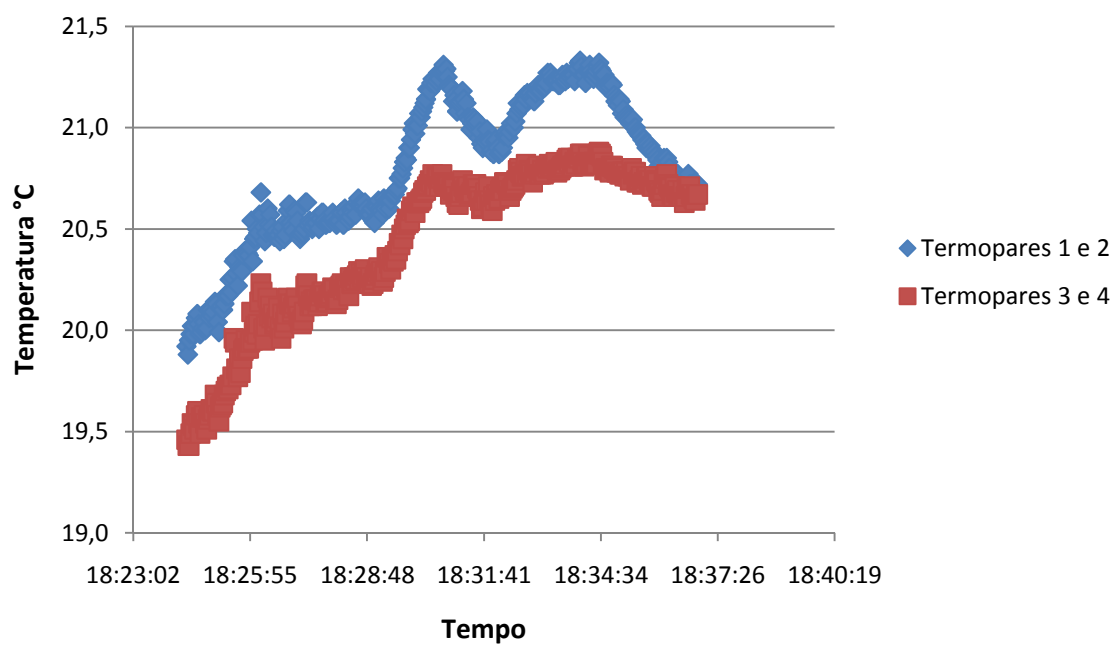


Figura 71 - Variação de temperatura para pilha de Celulose (AR - 343Hz)

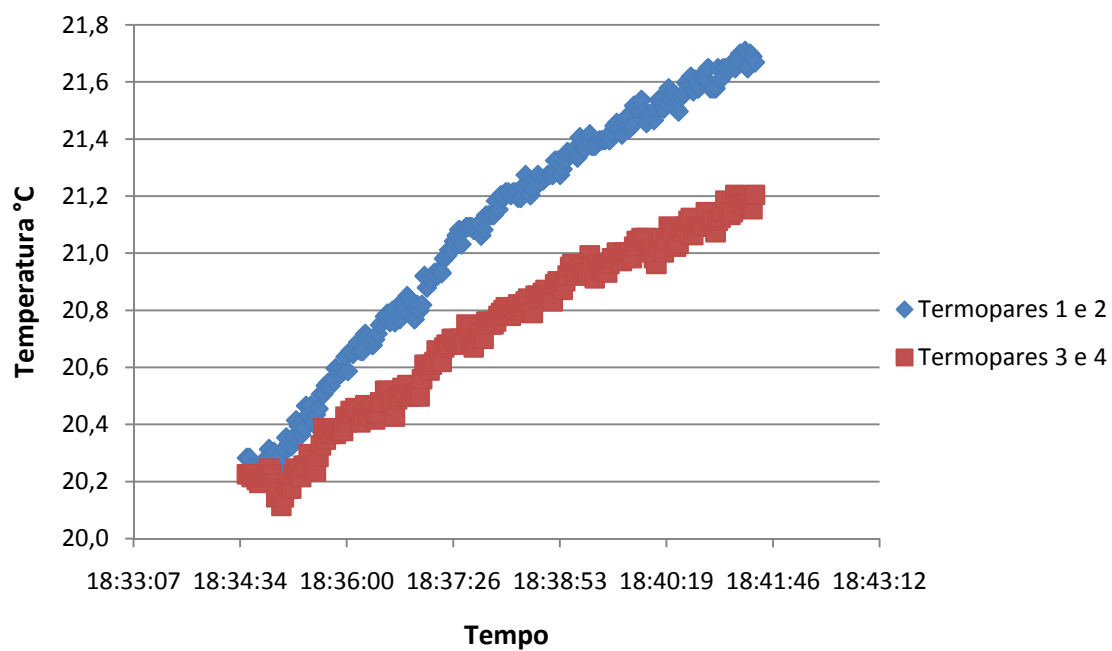


Figura 72 - Variação de temperatura para pilha de Celulose (Hélio - 500Hz)

5.4.2.4 Pilha de Plástico (Polipropileno de baixa fluidez)

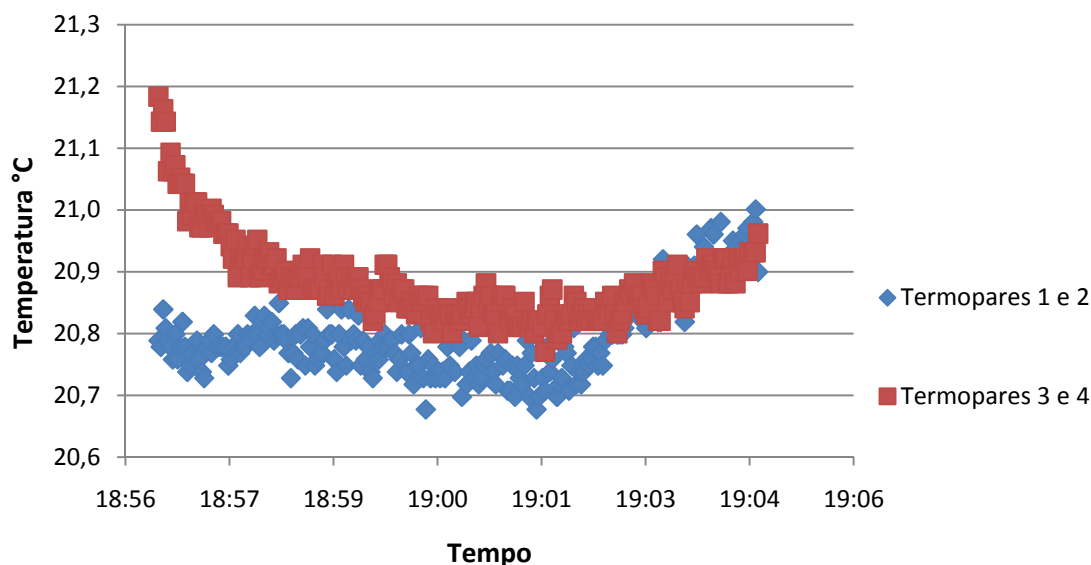


Figura 73 - Variação de temperatura para pilha de Plástico (AR - 171,5Hz)

Abaixo se encontra o resumo dos ensaios que não obtiveram resultados expressivos, ou seja, a temperatura permaneceu constante durante todo o experimento:

Tabela 7: Resultados não apresentados

Pilha de Celulose	Pilha de Plástico
Hélio a 500 Hz	Ar a 343 Hz
	Hélio a 250 Hz
	Hélio a 500 Hz

5.5 RESULTADO PARA ANÁLISE COMPUTACIONAL DAS PLACAS DA PILHA

Nesta seção serão apresentados os resultados para as análises computacionais do comportamento do escoamento entre as placas da pilha. Considerando os parâmetros mencionados no capítulo de Metodologia, foram encontrados os resultados para o perfil de velocidade e para o desenvolvimento da camada limite térmica. Os pontos de análise estão dispostos a 1,0mm, 10 mm, 20 mm, 30 mm e 40 mm, a partir do início (borda) da placa, representados nos gráficos pela linha 1, 2, 3 e 4 respectivamente (legendas das Figuras 75, 76, 77, 78, 79 e 80).

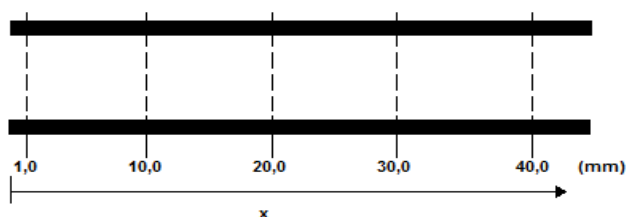


Figura 74 - Disposição dos pontos coletados

Além da variação da localização, a simulação foi feita para três casos de oscilação da pressão. Simulando a variação de pressão relativa às frequências de 171,5Hz, 200 Hz, 250 Hz têm-se os resultados apresentados a seguir.

5.5.1 Simulação a 171,5Hz ($\Delta P = 0,017$ Pa)

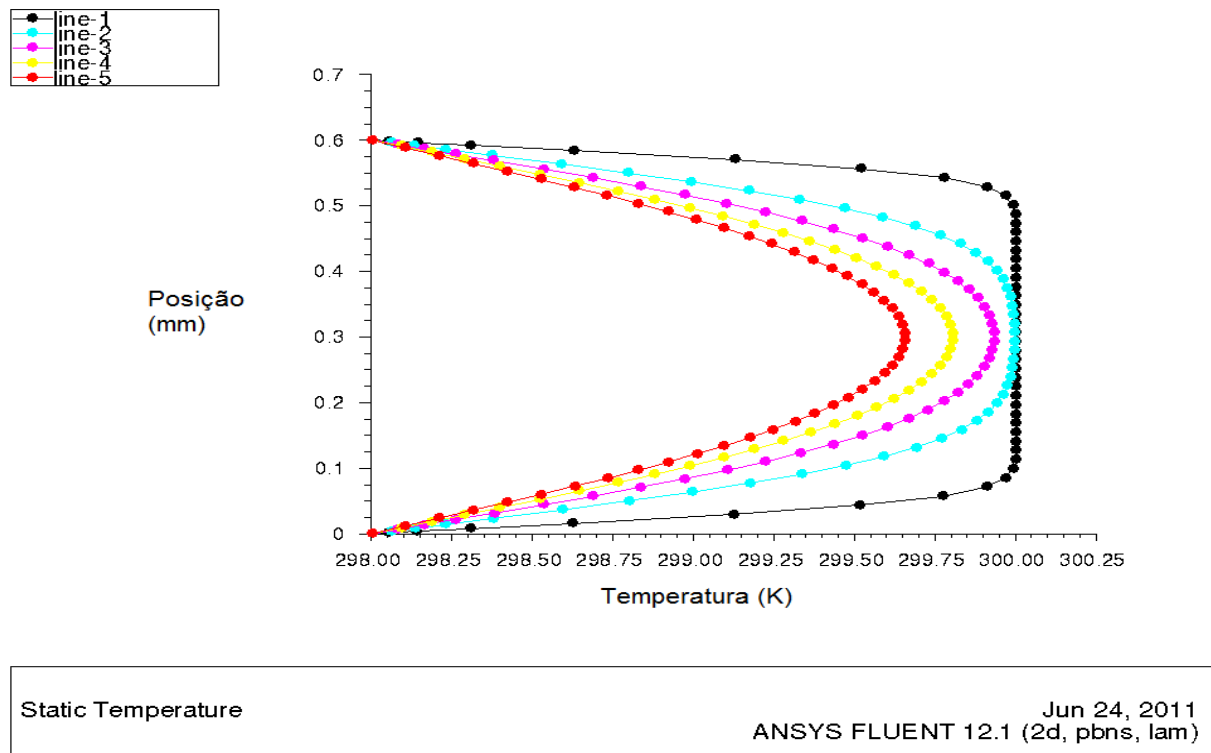


Figura 75 - Perfil de temperatura entre as placas da pilha (171,5Hz)

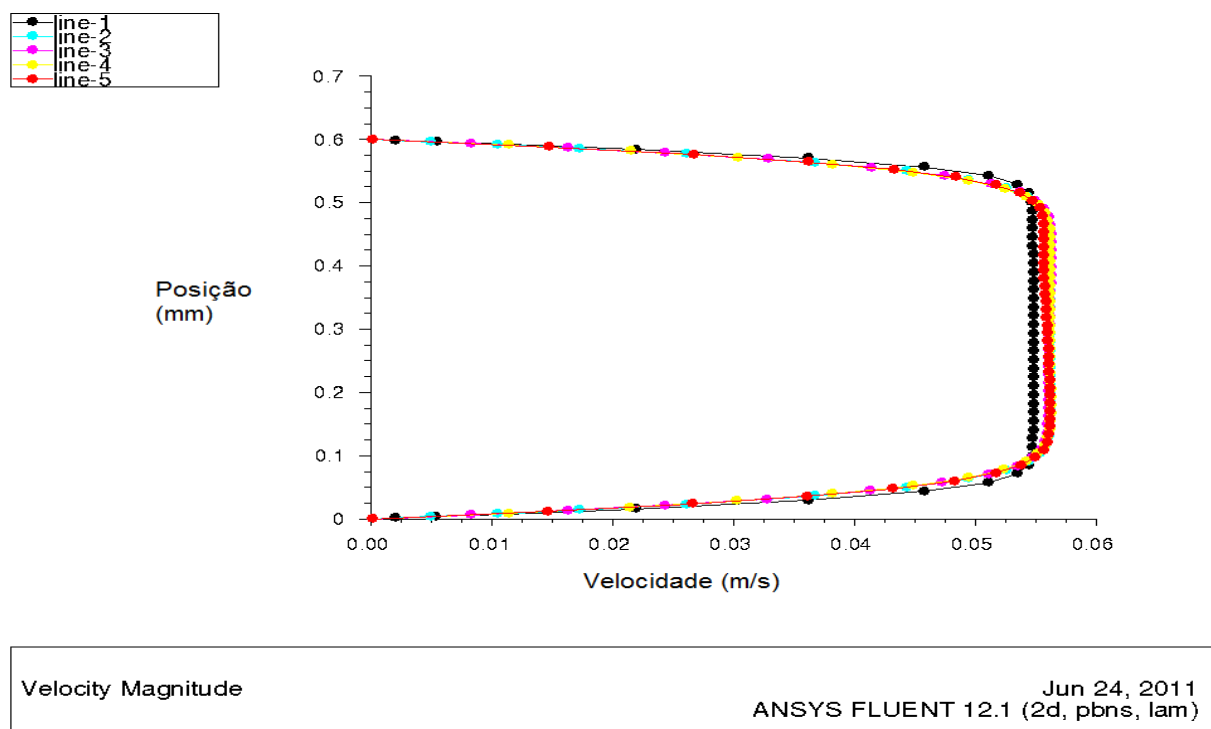


Figura 76 - Perfil de velocidade entre as placas da pilha (171,5 Hz)

5.5.2 Simulação a 200,0 Hz ($\Delta P = 0,039$ Pa)

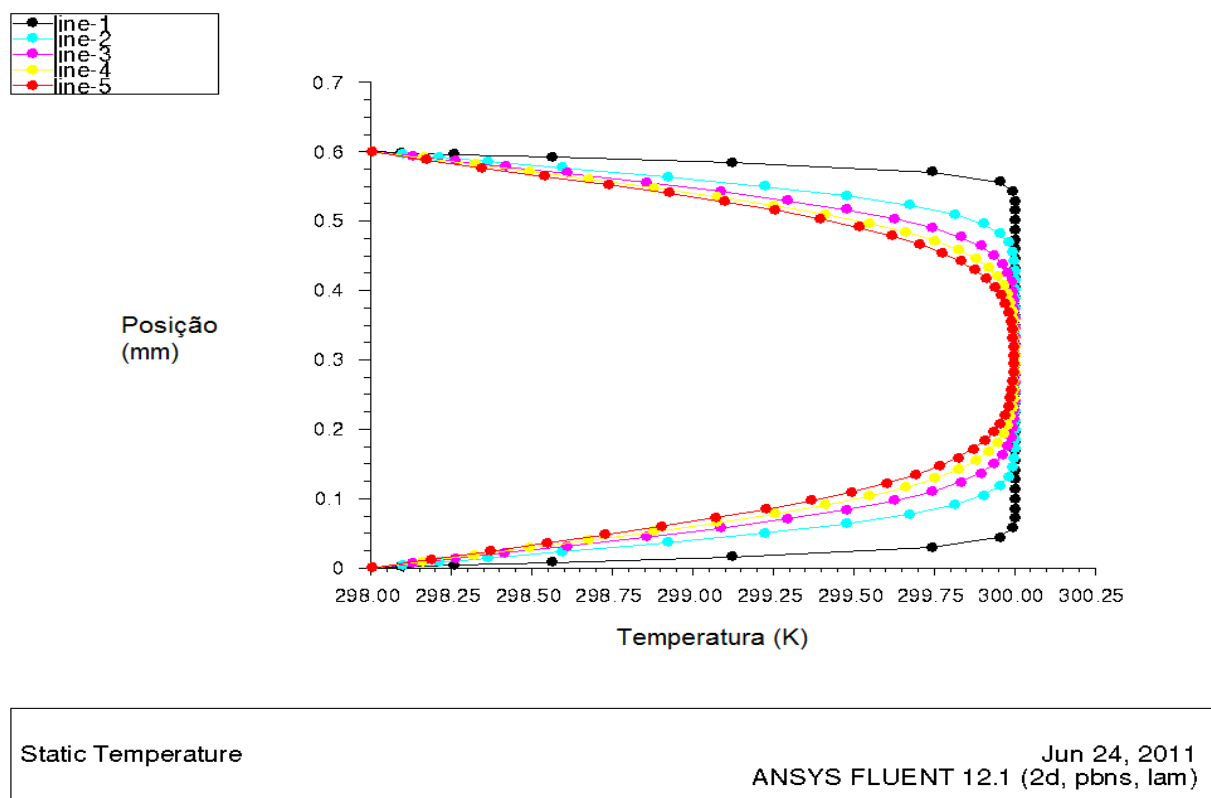


Figura 77 - Perfil de temperatura entre as placas da pilha (200,0 Hz)

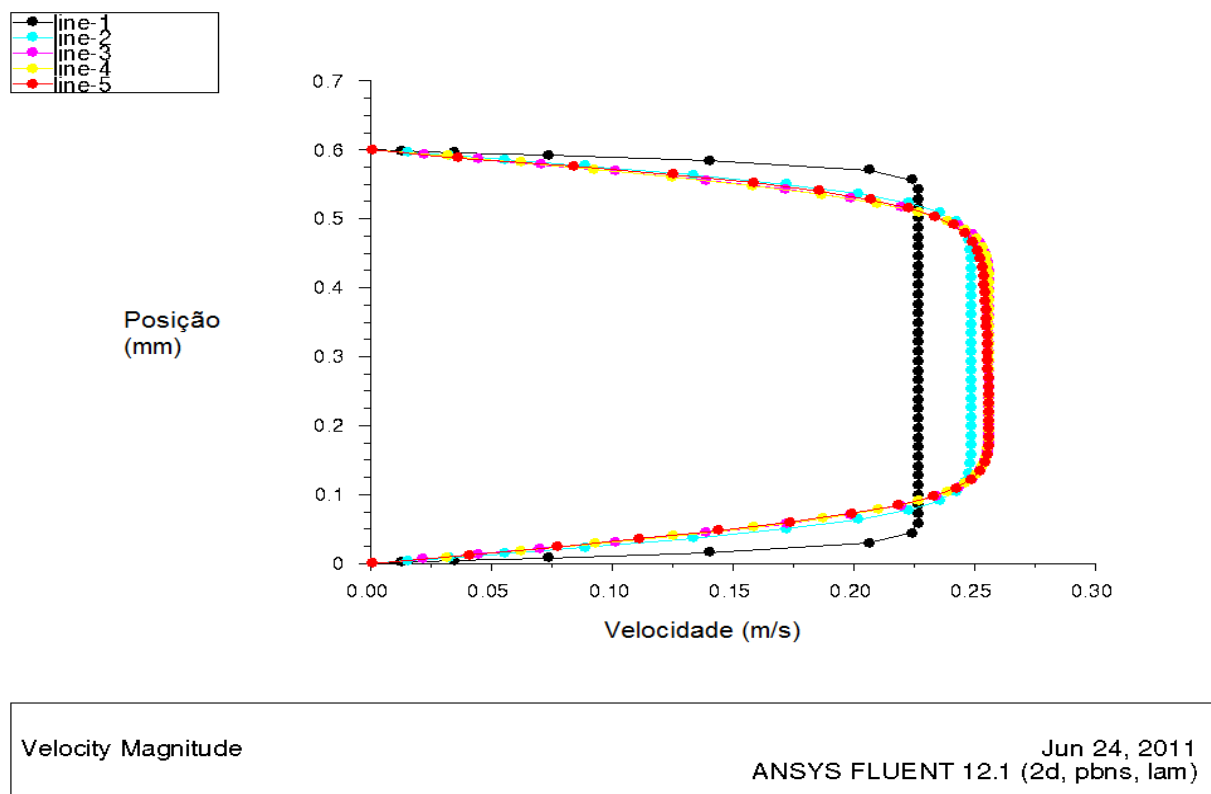
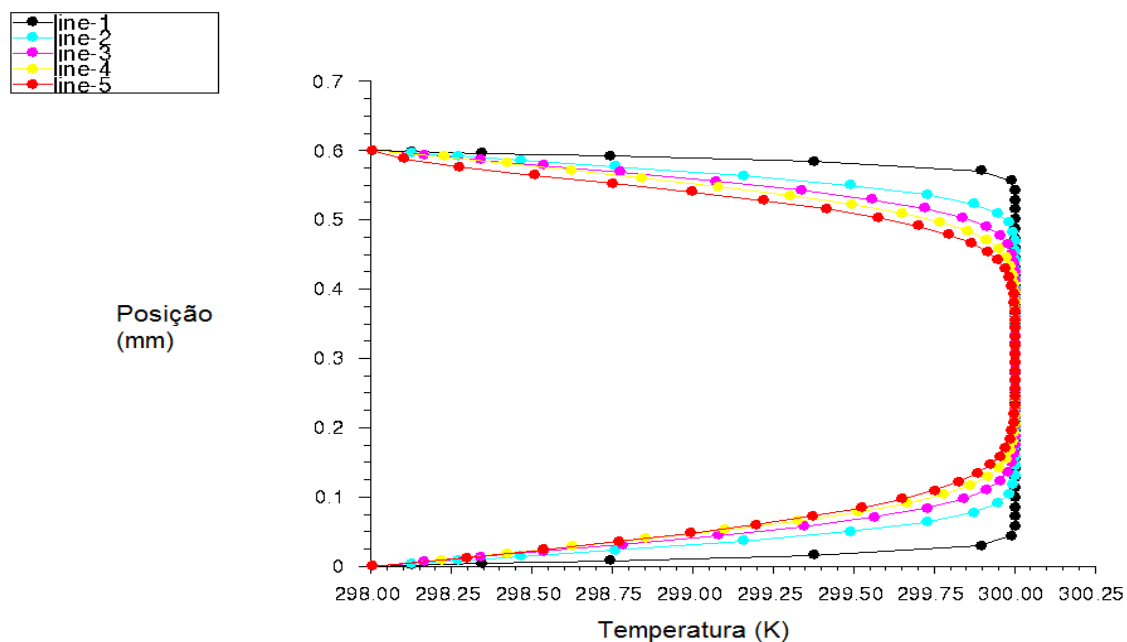


Figura 78 - Perfil de velocidade entre as placas da pilha (200,0 Hz)

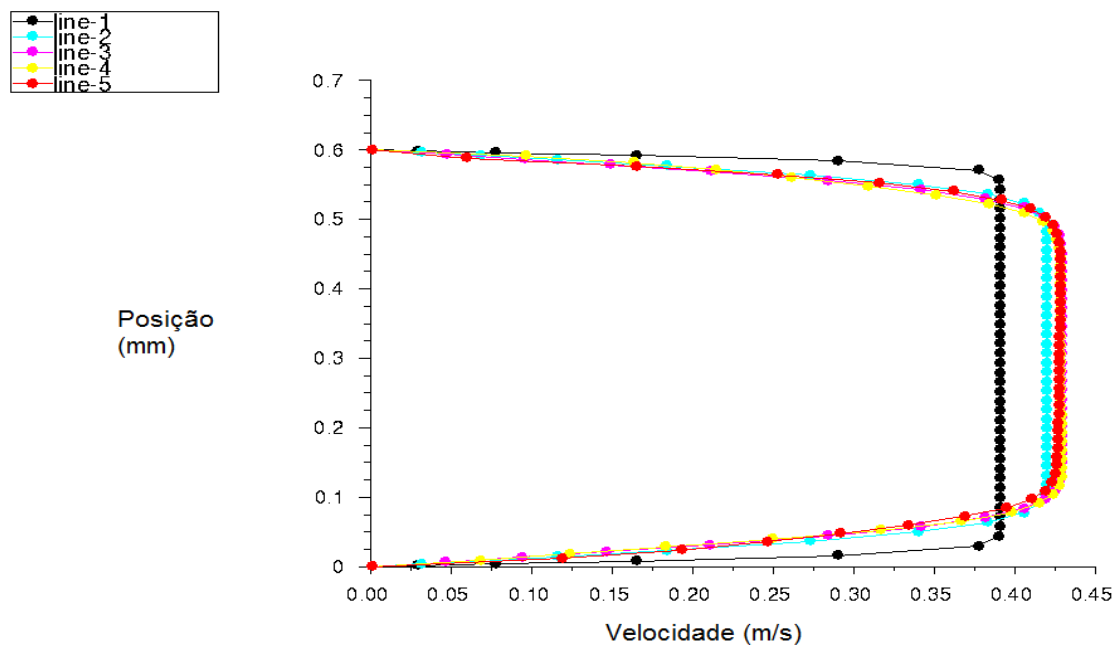
5.5.3 Simulação a 250,0 Hz ($\Delta P = 0,101$ Pa)



Static Temperature

Jun 24, 2011
ANSYS FLUENT 12.1 (2d, pbns, lam)

Figura 79 - Perfil de temperatura entre as placas da pilha (250,0 Hz)



Velocity Magnitude

Jun 24, 2011
ANSYS FLUENT 12.1 (2d, pbns, lam)

Figura 80 - Perfil de velocidade entre as placas da pilha (250,0 Hz)

6 ANÁLISES DOS RESULTADOS

No presente capítulo serão apresentadas as análises baseadas nos resultados encontrados e demonstrados no capítulo anterior.

6.1 ANÁLISES COMPUTACIONAIS DO REFRIGERADOR - COMENTÁRIOS

Observando os valores obtidos pelo programa WinISD para o ganho em pressão sonora e a resposta obtida pelo EES para a frequência ótima de trabalho, conclui-se que as mesmas não são iguais e nem estão próximas. Para valores máximos de níveis de pressão sonora e, conseqüentemente, uma maior energia disponível no sistema, deve-se igualar os valores das frequências encontradas. Para tal, a resposta do conjunto base e alto-falante irá se alterar somente se houver uma mudança no volume interno da base. Neste caso, para que a curva tenha um pico em aproximadamente 88,9 Hz, o volume da base deve ser aumentado para cerca de 9 litros.

Por outro lado, para a análise modal, a frequência encontrada de 188,67 Hz para o primeiro modo de vibração é relativamente próxima às frequências usuais do funcionamento do projeto. Este fato é interessante ao passo que usando uma frequência de excitação igual à de ressonância do conjunto, consegue-se a maior amplitude possível para onda sonora. Para se chegar a este fenômeno bastam pequenos ajustes no volume da caixa acústica. Utilizando o gás hélio, o COPR sofre um grande aumento quanto se trabalha próximo a esta frequência.

Conclui-se que o valor de 88,9Hz tornou-se inconveniente, pois para se ter um ganho nesta frequência, o volume da caixa deve ser aumentado, que é extremamente inviável, pois a caixa já foi construída. Pôde-se perceber também que o valor da razão de bloqueio exerce um efeito direto sobre o valor do rendimento da pilha, pois diferentemente do que o nome traduz, este valor adimensional indica a razão de espaço livre para a passagem do gás entre as placas.

Outro ponto interessante é quando os valores para o COP da pilha em relação ao Carnot são analisados e comparados. Para qualquer um dos gases estudados, foram obtidos valores elevados para o COPRp, tendo em vista que este deve estar num intervalo de $0 < \text{COPRp} \leq 1$. Estes valores numéricos retratam uma paisagem ideal, onde somente são levados em conta os parâmetros geométricos e de troca de calor, excluindo um fator muito importante que é a construção. A construção real das pilhas fará com que esses valores tenham uma grande queda, pois diversos fatores impossibilitam a construção de pilhas perfeitas.

Comparativamente o COPRp para o ar e para o nitrogênio estão muito próximos. Isto se deve ao fato de que o ar possui 78,1% de nitrogênio em sua composição. Este resultado faz com que, a primeira vista, o teste com nitrogênio seja descartado, pois este gás deve ser comprado; ao passo que a fonte de ar-comprimido é praticamente inesgotável. A vantagem do uso do nitrogênio é que por ser um

gás pressurizado e tratado dentro de um cilindro, tem-se a certeza de sua pureza e de não conter umidade já o ar-comprimido não passa por processo de desumidificação no compressor.

No caso em que o fluido de trabalho foi o hélio, constatou-se o menor valor de COP_{RP} dentre os três tipos de gases usados. Como o objetivo era comparar o efeito do espaçamento entre placas sobre o COP_{RP}, todos os outros parâmetros foram fixados com valores iguais. Para elevar o rendimento utilizando hélio, deve-se então elevar a frequência de trabalho. Utilizando $f = 200\text{Hz}$ consegue-se valores em torno de 0,8 para o COP_{RP}, aproximando dos valores encontrados para os gases bem mais densos em estudo.

Pelo estudo do comportamento da camada limite térmica e do perfil de velocidade, Figura (75) a (80) pode-se notar que o perfil de velocidade totalmente desenvolvido mostra um regime permanente e de baixa velocidade para alguns casos. As zonas de alta velocidade devem ser evitadas a fim de diminuir as perdas na interação gás+placa. Analisando os perfis de temperatura nota-se que no início da pilha, representado em todos os gráficos pela linha 1 (*line-1*) se tem um perfil mais afastado da placa, para a temperatura baixa da parte inferior da pilha e a medida que vai chegando a região mais quente ela tende a se aproximar da superfície.

6.2 ANÁLISE DO EXPERIMENTO

6.2.1 Visão geral sobre os experimentos

Alguns aspectos importantes puderam ser verificados durante os experimentos. Estes aspectos estão listados a seguir.

- Os vazamentos ainda exerceram um papel fundamental contra a aquisição de resultados melhores. Uma grande parte deste projeto foi dedicada aos inúmeros problemas de vazamento encontrados no refrigerador. Os pontos críticos de vazamentos, como juntas, roscas, passagem de fios foram todos solucionados, mas quando estes pontos foram fechados o sistema ainda diminuía a pressão interna. Uma procura rigorosa foi feita e constatou-se que havia micro-vazamentos na tampa e na base, que estavam minando pelas porosidades deixadas pelo mau processo de fundição. No processo de fundição, quando existem impurezas no metal líquido utilizado, o resfriamento cria pequenas bolhas de ar que deixam pequenos espaços vazios na estrutura. Estes espaços criaram minúsculos canais abertos, que possibilitaram o escape do gás. Os vazamentos eram muito mais evidentes quando utilizado o hélio, pois suas partículas são muito menores que a do ar;
- Devido aos vazamentos, não foi possível realizar as medições em um patamar constante de pressão e assim verificar qual a influência da pressão interna média na diferença de temperatura na pilha. Então, os testes foram realizados em uma faixa de pressão, e o tempo do experimento foi determinado pela duração de tempo que o sistema levava para ir de 200 kPa até 150 kPa;

- Pode-se perceber que ao pressurizar o sistema, era exigido um trabalho muito maior do amplificador para manter o mesmo nível de potência sonora interna no refrigerador. Constatou-se este fato pela constante armação da proteção contra superaquecimento do amplificador. Com o sistema operando em pressão ambiente, o amplificador trabalhava normalmente, demorando cerca de uma hora e meia para chegar a níveis críticos de temperatura. Já com o sistema pressurizado, este tempo caiu para cerca de vinte a trinta minutos de operação constante. Este aquecimento pode ser considerado normal, pois quando o sistema é pressurizado, altera-se a constante elástica do gás, deixando o sistema mais rígido e exigindo um maior esforço do conjunto eletromecânico do alto-falante. Esse maior esforço é refletido diretamente na impedância, que é o parâmetro fundamental para o correto funcionamento do conjunto alto-falante + amplificador. Uma impedância abaixo do que a mínima requerida pelo amplificador, faz com que o mesmo trabalhe em condições extremas, fora da condição de projeto, e assim criando uma série de problemas no processo de amplificação do sinal. O problema do aquecimento foi contornado colocando uma placa de gel congelada sob o módulo;
- O uso do microfone de eletreto para captura do sinal mostrou-se eficiente para o sistema em pressão ambiente, mas foi totalmente ineficiente para o sistema pressurizado, pois este deixava escapar o gás pela junção com a carcaça externa do microfone e pelo plug fêmea do conector de saída RCA;
- Neste protótipo construído existe um grande problema de montagem, que é a utilização de rosca para montagem de vasos de pressão. Além de criar um local propício a vazamentos, a rosca feita em alumínio é facilmente espanada, principalmente neste modelo em que o passo e a altura do dente são muito pequenos. Este fato dificultou o processo de troca das pilhas, tendo que ser trocado o *O-ring* todas as vezes que o tubo era desmontado;
- A construção da pilha de Mylar foi finalmente concretizada com uma mistura, jamais utilizada, de esmalte e cola para nylon.
- Outro problema encontrado foi a seleção dos valores para as frequências. O autor anterior deste trabalho baseou-se no princípio básico da acústica. Tendo a velocidade do som para o gás, e o comprimento do tubo, pode-se definir em qual frequência trabalhar. Este modelo é utilizado também por Wetzel & Herman (1996) para a aproximação do algoritmo. Mas, através da análise da pressão interna, verificou-se que, mantendo as mesmas condições interna e externa, variando somente a frequência, os valores teóricos e experimentais selecionados para as frequências (pensando em obter a maior amplitude do sinal na região da pilha) não são os melhores. Teoricamente, o valor de 171,5 Hz, representando $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda para o ar, teria um dos maiores valores para a pressão sonora, mas foi obtido um valor da ordem de 64,85 dB's. Analisando para 250 Hz, este valor foi de 75,14 dB's. Isto revela que, mantendo todas as outras variáveis constantes, o valor de 171,5 Hz está longe de ser o melhor utilizado, e está longe da frequência de ressonância real do tubo, e que 250 Hz está mais

próximo. Esta mudança ocorreu, pois não foi levado em consideração qual efeito a introdução da pilha (porosidade) no tubo causaria na frequência de ressonância. O valor real é com certeza maior que o teórico, mostrado pelos resultados da análise de pressão sonora e comprovado no trabalho de Nascimento (2011).

6.2.2 Análise para as temperaturas

Analisando os experimentos realizados podem-se perceber algumas divergências com os resultados encontrados anteriormente por Sartori (2007). Utilizando as mesmas condições para a pilha de filme fotográfico, o referido autor atingiu um valor máximo de $1,81^{\circ}\text{C}$ na variação de temperatura utilizando ar como gás e $1,56^{\circ}\text{C}$ quando utilizado hélio. Neste novo cenário, para as mesmas condições de frequência e faixa de pressão foram alcançados uma variação de $0,3^{\circ}\text{C}$ utilizando ar e $1,0^{\circ}\text{C}$ utilizando hélio.

Diferentemente do caso anterior, esta pequena variação na temperatura é resultado de um leve resfriamento na região inferior da pilha (região dos termopares 3 e 4) e não um aquecimento, limitado pela falta dos trocadores de calor e pela condutividade do material. A simples geração de um gradiente de temperatura na pilha (muitas vezes resultado de um aquecimento desigual de ambos os lados da pilha) não representa um resultado satisfatório, tendo em vista que o intuito deste trabalho é geração de frio.

Observando os gráficos de temperatura utilizando-se ar como gás de trabalho, para todos os modelos de pilhas, os melhores resultados foram obtidos quando o sistema operava a frequência de 343 Hz e o sistema pressurizado próximo a 200 kPa. Isto se deve ao fato que nesta frequência o sistema contava com um valor ligeiramente maior para oscilação da pressão, mostrado na Tabela 6.

Trabalhando com hélio, a pilha de filme fotográfico apresentou uma mudança na temperatura em ambos os lados para as duas frequências analisadas. Estes aquecimentos simultâneos, exemplificado pelos gráficos das Figuras (64), (65), (71) podem ser associados ao fenômeno viscotérmico gerado pela interação do gás e das placas, mas principalmente ao aquecimento do gás provocado pela dissipação de calor do conjunto magnético do alto-falante. Este fator tem forte influência sobre os resultados. Tendo em vista que a eficiência do mesmo está próximo dos 3% e os termopares não estão muito distantes do conjunto, a dissipação de calor gerada pelo alto-falante, com certeza está atrapalhando nas medições. Nos refrigeradores de alta eficiência encontrados na literatura, alguns autores adotam um sistema de serpentina próximo à bobina do alto-falante para minimizar a interferência da dissipação de calor nas medições.

Ainda com o gás hélio, pode-se verificar que o melhor resultado entre todos os experimentos foi utilizando a pilha de Mylar, operando o sistema a 500Hz. Nesta frequência, o valor de oscilação da pressão teve o seu maior índice, mesmo sendo o primeiro harmônico da frequência de trabalho para o Hélio (freq. Fundamental é 250Hz). Com esta configuração foi obtido um resfriamento efetivo de

0,7°C na parte inferior da pilha. Este valor como os demais é limitado pela falta dos trocadores de calor na parte quente e na parte fria da pilha. E, a ausência dos trocadores impossibilita o cálculo do COP para o ciclo. Como era de se esperar, este resultado comprova a tese de que o Mylar, usado amplamente pelos pesquisadores desta área, está entre os melhores materiais para construção de pilhas e regeneradores, pela sua baixa condutividade térmica.

Um resultado inesperado foi encontrado utilizando a pilha de celulose e a mistura de ar + hélio. Entre todas as bibliografias pesquisadas, não havia menção sobre o uso e teste com qualquer tipo de papel (celulose) para construção das pilhas. Como se pode observar na Fig. (72), foi obtido uma diferença de temperatura da ordem de 0,5°C, muito próximo ao valor encontrado para a pilha de filme fotográfico. Levando em consideração que a construção da pilha de papel sanfonado foi extremamente fácil, em comparação ao de filme fotográfico, este tipo de pilha demonstrou ter certo valor de pesquisa para a aplicação nos refrigeradores.

Já a pilha de plástico, construída através de uma pasta de documentos, foi a que resultou em dados menos expressivos. Isto ocorreu pelo fato de que o espaçamento entre as placas era o maior dentre as pilhas pesquisadas (~ 1,4mm). Como as dimensões da pilha (diâmetro e comprimento) são reduzidas, quando comparada aos refrigeradores de alto desempenho, o espaçamento entre as placas possui uma grande e importante influência na eficiência da pilha. Se num futuro, existir a possibilidade da construção de uma pilha muito maior, onde o efeito do espaçamento começa a perder influência sobre as demais variáveis, o uso do plástico não deveria ser descartado, pois dentre os materiais é o que possui a menor condutividade térmica.

7 CONCLUSÕES

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões a cerca de todo trabalho realizado.

Através do trabalho realizado pode-se constatar que o fenômeno termoacústico é válido, tem seu valor científico e futuramente um valor comercial. As pesquisas envolvendo este tema, no Brasil, poderiam ser mais exploradas, tendo em vista o potencial armazenado neste fenômeno físico que poderá se tornar uma ótima saída aos sistemas convencionais de refrigeração.

O presente trabalho, que procurou restabelecer o funcionamento do protótipo e efetuar melhorias para eventuais experimentos, mostrou ter sua eficiência muito baixa em comparação a outros sistemas. Pode-se dizer que os objetivos do trabalho foram parcialmente alcançados, tendo em vista a permanência de algumas lacunas, como os pequenos vazamentos que inviabilizaram a comparação do efeito da pressão sobre os resultados. Mas trouxe algumas conquistas no âmbito de pesquisa, como a utilização de papel para construção das pilhas, descoberta de uma mistura capaz de agregar o nylon as placas de Mylar, verificar uma melhor resposta usando a pilha de Mylar entre outros. Este trabalho também proporcionou a integração entre matérias de outras disciplinas como Acústica, transferência de calor, mecânica dos fluidos, materiais e instalações termomecânicas.

Em alguns casos a falta dos trocadores de calor limitou os resultados encontrados, pois não existem meios de se rejeitar calor nem adicionar calor para o sistema internamente. Esta implementação pode ser feita em um novo protótipo, procurando também avaliar o valor do COP para o ciclo.

Para o futuro, faz-se necessário o projeto de um novo protótipo, que pode ser baseado na montagem exemplificada no Anexo VII. Suas dimensões devem ser pesquisadas e analisadas com cuidado. Inicialmente deve-se procurar utilizar o código computacional de Wetzel & Herman (1996) para uma aproximação inicial, visando o maior rendimento possível. Em posse dos resultados, procurar recriar o exemplo nas dimensões encontradas e fazer uma análise semelhante à realizada por Nascimento (2011), a fim de verificar em quais condições de frequência se deve operar o sistema, e assim retornar ao projeto e fazer as modificações necessárias. Finalizado este processo pode-se partir para construção do novo protótipo. Alguns cuidados devem ser tomados na seleção do material, deve-se evitar o uso de roscas para uniões, dar sempre preferência ao uso de flanges parafusadas com um o-ring centrado. A seleção dos equipamentos para a montagem da bancada e de aquisição deve ser criteriosa, procurando equipamentos que tenham baixíssimas influências nos resultados, por exemplo, um amplificador digital com baixo T.H.D (*Total Harmonic Distortion* – Distorção Harmônica Total) e um valor de S/N elevado, acima de 98dB's; um transdutor de pressão com tempo de resposta baixo, para captura de sinal em frequências mais elevadas, entre outros. Deve-se procurar projetar trocadores de calor eficazes que dêem condições de se calcular ao final do futuro experimento, o valor do COP.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akhavanbazaz, M., Siddiqui, M.H., Bhat, R. B., 2007, The impact of gas blockage on the performance of a thermoacoustic refrigerator, *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- Babaei, H. and Siddiqui, K., 2007, Design and optimization of thermoacoustic devices, ELSEVIER, *Energy Conversion and Management*.
- Backhaus, S. and Swift, G. W., 2001 Fabrication and use of parallel plate regenerator in thermoacoustic engines, IECEC – 36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Savannah, GA, United States; Vol.1 of 2.
- Berson, A., Michard, M., Blanc-Benon, P. 2007, Measurement of acoustic velocity in the stack of a thermoacoustic refrigerator using particle image velocimetry, *Spring-Verlag* 2007.
- Çengel, Y. A., 2007, Heat and Mass Transfer, 3rd Edition, The McGraw-Hill Companies Inc, p. 358-384,880.
- Fan, L., Zhang, S., Zheng, K. and Zhang, H., 2007, Influences of nonlinearities of loudspeakers on performances of thermoacoustic refrigerators, *Applied Physics Letters* 91.
- Fukumoto, M. Y., 2007, Resfriador Termoacústico Didático, Projeto de Graduação, Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Garret, S. L., Smith, R. W. M. and Poesse, M. E., 2006, Eliminating nonlinear acoustical effects from thermoacoustic refrigeration systems, Penn State Graduate Program in Acoustic and applied research in Laboratory, State College, PA.
- Luo, E., Huang, Y., Dai, W., Zhang, Y. and Wu, Z., 2005, A high-performance thermoacoustic refrigerator operating in room-temperature range, *Chinese Science Bulletin* 2005, Vol.50, No. 22, p. 2662-2664.
- Munson, B. R., Young, D. F. and Okiishi, T. H., 2004, Fundamentals of Fluid Mechanics, 4th Edition, Edgard Blücher LTD, p.11.
- Nascimento, Andreia Aoyagui, 2011, Análise do desempenho de refrigeradores termoacústicos, Dissertação de Pós-Graduação na Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.
- Nussenzveig, H. M., 2002, Curso de Física Básica, Vol. 2, Fluidos, Oscilações e Ondas, 4^a Edição, Edgard Blücher LTDA.
- Pimenta, J., 2008, Refrigeração: Introdução, Notas de aula, Apresentação em MS Power Point, Universidade de Brasília, Brasília - DF.
- Rijke, P. L., 1859, On the vibration of the air in a tube open at both ends, *Philosophical Magazine*, Vol. 17, p. 419-422.

- Rott, N., 1980, Thermoacoustics Adv Appl Mech 20, p. 135-175.
- Sartori, R. F., 2007, Estudo e implementação de um refrigerador termoacústico experimental, Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília.
- Sondhauss, K., 1850, On a acoustic oscillations of the air in heated glass tubes and in closed pipes of non-uniform width, Pogendorff's Annalen der Physik und Chemie, Vol. 79, p. 1-34.
- Strutt, J. W. (Lord Rayleigh), 1878, The explanation of certain acoustical phenomena, Nature, Vol. 18, p. 319-321.
- Swift, G. W., Gardner, D. L. and Backhaus, S., 1999, Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators, Journal Acoustic Society American, Vol. 105, issue 2, p. 711-724.
- Swift, G. W., 2002, Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators, American Institute of Physics.
- Tasnim, S. H. and Frase, R. A., 2010, Computation of the flow and thermal fields in thermoacoustic refrigerator, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 37, p. 748-755.
- Tijani, M. E. H., Zeegers, J. C. H. and Waele, A. T. A. M., 2001, Construction and performance os a thermoacoustic refrigerator, Cryogenics, Vol.42 (2002). p. 59-66.
- Tijani, M. E. H., Zeegers, J. C. H. and Waele, A. T. A. M., 2002, Design of thermoacoustic refrigerators, Cryogenics, Vol. 42 (2002), p. 49-57.
- Tominaga, A., 1995, Thermodynamic aspects of thermoacoustic theory, Cryogenics, Vol. 35, p. 427-440, Elsevier Science Limited.
- Tse, F. S., Morse, I. E., Hinkle, R. T., 1963, Mechanical Vibrations, Allyn and Bacon Inc.
- Ueda, Y., Mehdi, M. B., Tsuji, K. and Akisawa, A., 2010, Optimization of the regenerator of a traveling-wave thermoacoustic refrigerator, Journal of Applied Physics, Vol. 107.
- Wetzel, M. and Herman, C., 1997, Design optimization of thermoacoustic refrigerators, Int. J. Refrig. Vol. 20, No. 1, p. 3-21, Elsevier Science Ltd.

SITES DA INTERNET

- < www.refrigeracao.net/topicos/historia_refri.htm>
- < <http://www.physicsclassroom.com/class/waves/u10l4a.cfm>>
- <<http://translate.google.com.br/translate?hl=pt-BR&langpair=en|pt&u=http://www.professionalplastics.com/professionalplastics/ThermalPropertiesofPlasticMaterials.pdf>>

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Dados gerados pelo programa WinISD	81
Anexo II	Modos de Vibração do Protótipo	83
Anexo III	Tabelas paramétricas para os gráficos de coeficiente de performance	84
Anexo IV	Algoritmo computacional para o EES	86
Anexo V	Gráficos da calibração dos termopares	88
Anexo VI	Equações das regressões lineares para os gráficos de temperatura	90
Anexo VII	Desenhos em CAD para novo protótipo	91

ANEXO I: Dados gerados pelo programa WinISD

Driver : Bravox P5W 10 Vas : 60,0 Qts : 0,58 Fs : 35,00 SPL : 90,00
 Project by : Raphael
 Project for : you
 --
 Number of drivers : 1
 Box type : Closed
 Box size : 5,9 l

Freq [Hz]	Relative Gain [dB]	Phase [deg]	SPL [dB]	240,00	1,89	18,15	91,89
20,00	-30,41	173,87	59,59	245,00	1,81	17,59	91,81
25,00	-26,41	172,64	63,59	250,00	1,74	17,08	91,74
30,00	-23,08	171,28	66,92	255,00	1,67	16,59	91,67
35,00	-20,22	169,80	69,78	260,00	1,60	16,13	91,60
40,00	-17,68	168,18	72,32	265,00	1,54	15,70	91,54
45,00	-15,38	166,40	74,62	270,00	1,48	15,30	91,48
50,00	-13,26	164,44	76,74	275,00	1,42	14,91	91,42
55,00	-11,29	162,26	78,71	280,00	1,37	14,55	91,37
60,00	-9,42	159,81	80,58	285,00	1,32	14,21	91,32
65,00	-7,63	157,03	82,37	290,00	1,27	13,88	91,27
70,00	-5,91	153,86	84,09	295,00	1,23	13,57	91,23
75,00	-4,25	150,21	85,75	300,00	1,19	13,27	91,19
80,00	-2,64	145,96	87,36	305,00	1,15	12,99	91,15
85,00	-1,09	141,00	88,91	310,00	1,11	12,72	91,11
90,00	0,40	135,20	90,40	315,00	1,07	12,46	91,07
95,00	1,80	128,45	91,80	320,00	1,04	12,21	91,04
100,00	3,06	120,70	93,06	325,00	1,01	11,98	91,01
105,00	4,14	112,01	94,14	330,00	0,97	11,75	90,97
110,00	5,00	102,64	95,00	335,00	0,94	11,53	90,94
115,00	5,59	93,00	95,59	340,00	0,92	11,32	90,92
120,00	5,92	83,61	95,92	345,00	0,89	11,12	90,89
125,00	6,03	74,89	96,03	350,00	0,86	10,92	90,86
130,00	5,96	67,10	95,96	355,00	0,84	10,74	90,84
135,00	5,78	60,32	95,78	360,00	0,81	10,56	90,81
140,00	5,54	54,53	95,54	365,00	0,79	10,38	90,79
145,00	5,26	49,59	95,26	370,00	0,77	10,22	90,77
150,00	4,98	45,39	94,98	375,00	0,75	10,05	90,75
155,00	4,69	41,80	94,69	380,00	0,73	9,90	90,73
160,00	4,42	38,73	94,42	385,00	0,71	9,74	90,71
165,00	4,16	36,07	94,16	390,00	0,69	9,60	90,69
170,00	3,92	33,75	93,92	395,00	0,67	9,46	90,67
175,00	3,69	31,72	93,69	400,00	0,66	9,32	90,66
180,00	3,48	29,93	93,48	405,00	0,64	9,18	90,64
185,00	3,29	28,34	93,29	410,00	0,62	9,05	90,62
190,00	3,11	26,92	93,11	415,00	0,61	8,93	90,61
195,00	2,94	25,64	92,94	420,00	0,59	8,81	90,59
200,00	2,79	24,48	92,79	425,00	0,58	8,69	90,58
205,00	2,65	23,44	92,65	430,00	0,57	8,57	90,57
210,00	2,51	22,48	92,51	435,00	0,55	8,46	90,55
215,00	2,39	21,61	92,39	440,00	0,54	8,35	90,54
220,00	2,28	20,80	92,28	445,00	0,53	8,24	90,53
225,00	2,17	20,06	92,17	450,00	0,52	8,14	90,52
230,00	2,07	19,38	92,07	455,00	0,50	8,04	90,50
235,00	1,98	18,74	91,98	460,00	0,49	7,94	90,49
				465,00	0,48	7,85	90,48
				470,00	0,47	7,75	90,47
				475,00	0,46	7,66	90,46

480,00	0,45	7,57	90,45	755,00	0,18	4,66	90,18
485,00	0,44	7,49	90,44	760,00	0,18	4,62	90,18
490,00	0,43	7,40	90,43	765,00	0,18	4,59	90,18
495,00	0,42	7,32	90,42	770,00	0,17	4,56	90,17
500,00	0,42	7,24	90,42	775,00	0,17	4,53	90,17
505,00	0,41	7,16	90,41	780,00	0,17	4,50	90,17
510,00	0,40	7,08	90,40	785,00	0,17	4,47	90,17
515,00	0,39	7,01	90,39	790,00	0,17	4,44	90,17
520,00	0,38	6,93	90,38	795,00	0,16	4,41	90,16
525,00	0,38	6,86	90,38	800,00	0,16	4,38	90,16
530,00	0,37	6,79	90,37	805,00	0,16	4,36	90,16
535,00	0,36	6,72	90,36	810,00	0,16	4,33	90,16
540,00	0,36	6,65	90,36	815,00	0,16	4,30	90,16
545,00	0,35	6,59	90,35	820,00	0,15	4,27	90,15
550,00	0,34	6,52	90,34	825,00	0,15	4,25	90,15
555,00	0,34	6,46	90,34	830,00	0,15	4,22	90,15
560,00	0,33	6,39	90,33	835,00	0,15	4,19	90,15
565,00	0,32	6,33	90,32	840,00	0,15	4,17	90,15
570,00	0,32	6,27	90,32	845,00	0,14	4,14	90,14
575,00	0,31	6,21	90,31	850,00	0,14	4,12	90,14
580,00	0,31	6,16	90,31	855,00	0,14	4,09	90,14
585,00	0,30	6,10	90,30	860,00	0,14	4,07	90,14
590,00	0,30	6,04	90,30	865,00	0,14	4,04	90,14
595,00	0,29	5,99	90,29	870,00	0,14	4,02	90,14
600,00	0,29	5,94	90,29	875,00	0,13	4,00	90,13
605,00	0,28	5,88	90,28	880,00	0,13	3,97	90,13
610,00	0,28	5,83	90,28	885,00	0,13	3,95	90,13
615,00	0,27	5,78	90,27	890,00	0,13	3,93	90,13
620,00	0,27	5,73	90,27	895,00	0,13	3,90	90,13
625,00	0,26	5,68	90,26	900,00	0,13	3,88	90,13
630,00	0,26	5,64	90,26	905,00	0,13	3,86	90,13
635,00	0,26	5,59	90,26	910,00	0,12	3,84	90,12
640,00	0,25	5,54	90,25	915,00	0,12	3,82	90,12
645,00	0,25	5,50	90,25	920,00	0,12	3,79	90,12
650,00	0,24	5,45	90,24	925,00	0,12	3,77	90,12
655,00	0,24	5,41	90,24	930,00	0,12	3,75	90,12
660,00	0,24	5,36	90,24	935,00	0,12	3,73	90,12
665,00	0,23	5,32	90,23	940,00	0,12	3,71	90,12
670,00	0,23	5,28	90,23	945,00	0,12	3,69	90,12
675,00	0,23	5,24	90,23	950,00	0,11	3,67	90,11
680,00	0,22	5,20	90,22	955,00	0,11	3,65	90,11
685,00	0,22	5,16	90,22	960,00	0,11	3,63	90,11
690,00	0,22	5,12	90,22	965,00	0,11	3,61	90,11
695,00	0,21	5,08	90,21	970,00	0,11	3,59	90,11
700,00	0,21	5,04	90,21	975,00	0,11	3,57	90,11
705,00	0,21	5,00	90,21	980,00	0,11	3,56	90,11
710,00	0,20	4,97	90,20	985,00	0,11	3,54	90,11
715,00	0,20	4,93	90,20	990,00	0,10	3,52	90,10
720,00	0,20	4,89	90,20	995,00	0,10	3,50	90,10
725,00	0,20	4,86	90,20	1000,00	0,10	3,48	90,10
730,00	0,19	4,82	90,19				
735,00	0,19	4,79	90,19				
740,00	0,19	4,76	90,19				
745,00	0,19	4,72	90,19				
750,00	0,18	4,69	90,18				

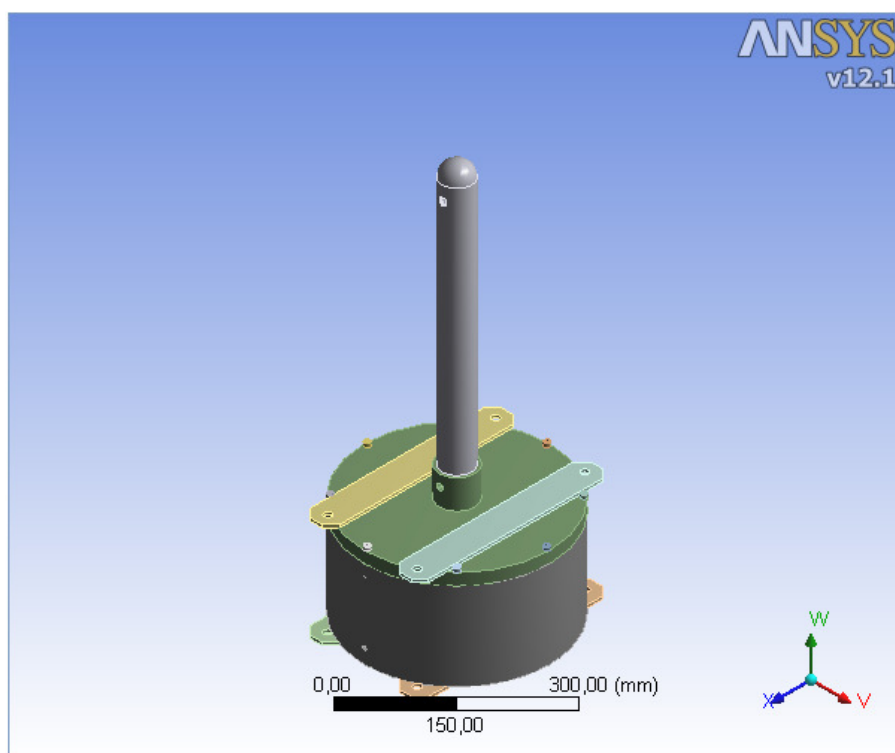


TABLE 19
Model (A4) > Modal (A5) > Solution (A6)

Mode	Frequency [Hz]
1,	188,67
2,	191,05
3,	1073,8
4,	1084,2
5,	1663,
6,	2207,
7,	2261,4
8,	2467,
9,	2739,3
10,	2759,7
11,	3834,3
12,	4658,3
13,	4672,3
14,	4966,3
15,	5208,8
16,	5337,6
17,	6731,
18,	6735,3
19,	6992,
20,	7018,2

Tabela referente ao gráfico da Fig.(36).

ANEXO III: Tabelas paramétricas para os gráficos de coeficiente de performance (COPR)

Table 1			
1..10	1 h [m]	2 COPR _p	3 BR
Run 1	0,0005	0,9688	0,3333
Run 2	0,0005556	0,8976	0,3571
Run 3	0,0006111	0,8394	0,3793
Run 4	0,0006667	0,7909	0,4
Run 5	0,0007222	0,7499	0,4194
Run 6	0,0007778	0,7149	0,4375
Run 7	0,0008333	0,6845	0,4545
Run 8	0,0008889	0,658	0,4706
Run 9	0,0009444	0,6347	0,4857
Run 10	0,001	0,614	0,5

Tabela referente ao gráfico do COPR para o AR da Fig.(38).

Table 1			
1..10	1 h [m]	2 BR	3 COPR _p
Run 1	0,0005	0,3333	0,9653
Run 2	0,0005556	0,3571	0,8945
Run 3	0,0006111	0,3793	0,8365
Run 4	0,0006667	0,4	0,7882
Run 5	0,0007222	0,4194	0,7475
Run 6	0,0007778	0,4375	0,7126
Run 7	0,0008333	0,4545	0,6824
Run 8	0,0008889	0,4706	0,656
Run 9	0,0009444	0,4857	0,6327
Run 10	0,001	0,5	0,6121

Tabela referente ao gráfico do COPR para o Nitrogênio da Fig.(40).

Table 1			
1..10	1 h [m]	2 COPR _p	3 BR
Run 1	0,0005	0,9313	0,3333
Run 2	0,0005556	0,8651	0,3571
Run 3	0,0006111	0,8107	0,3793
Run 4	0,0006667	0,7651	0,4
Run 5	0,0007222	0,7264	0,4194
Run 6	0,0007778	0,6931	0,4375
Run 7	0,0008333	0,6642	0,4545
Run 8	0,0008889	0,6389	0,4706
Run 9	0,0009444	0,6166	0,4857
Run 10	0,001	0,5967	0,5

Tabela referente ao gráfico do COPR para o Hélio da Fig.(42)

ANEXO IV: Algoritmo computacional para o EES

"Algoritmo Computacional para Otimização de um sistema de resfriamento termoacustico"

"Dados de entrada e equações iniciais"

P1 = 150000	"Pressão de trabalho"
T1 = 298	"Temperatura inicial"
rho = DENSITY(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Densidade"
vd = VISCOSITY(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Viscosidade dinâmica"
K = CONDUCTIVITY(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Condutividade térmica do gás a 293K"
c_p = CP(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Calor específico"
a = SOUNDSPEED(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Velocidade do som"
nu = vd/rho	"Viscosidade cinemática"
lambda = a/f	"Comprimento de onda"
f = 200	"Frequência de operação"
omega = f*(2*pi)	
delta_temp = 10	"Variação esperada da temperatura"
gamma = 1,667	"Coeficiente Politrópico"
y_0 = 0,0003	"Metade do espaçamento entre as placas"
M = 0,1	"Valor máximo para Mach"
E_s = 0,095	"Correção para capacidade da pilha"
Pr = PRANDTL(GAS_USADO;T=T1;P=P1)	"Número de Prandtl"

"Características da Camada limite e camada limite térmica"

delta_kappa = delta_nu/(Pr^0,5)	"Penetração Térmica"
delta_nu = (2*vd/(rho*omega))^0,5	"Penetração Viscosa"
theta = delta_temp/T1	"Diferença de temperatura normalizada"

"Para construção e posicionamento da pilha"

x_c = 0,3	"Posição central da pilha"
L_p = 0,0277	"Comprimento da pilha, fixado para prototipo I"
epsilon = (2*pi*f*L_p)/a	"Comprimento da pilha normalizado"
epsilon_c = ((2*pi*f)/a)*x_c	"Posição central normalizada"

"Comprimento crítico da pilha"

epsilon_critico = (theta/(BR*(gamma-1)*(1/tan(epsilon_c))))*(1/epsilon)

delta_kappa_h = delta_kappa/h	"Espaçamento normalizado entre as placas"
BR = h/(h+t)	"Fator de bloqueio"
"h = y_0*2"	"Espaçamento entre as placas"
t = 0,001	"Espessura da placa"
DR = 0,03	"Eficiência do driver acústico"

"Fluxo de entalpia normalizado"

Flux_H = ((-delta_kappa_h*DR^2)/(2*gamma))*((cos(epsilon_c)*sin(epsilon_c))/((1+Pr)*(1+E_s)*(1-2*(Pr^0,5)*delta_kappa_h+2*Pr*(delta_kappa_h^2))))*((1+Pr^0,5+Pr*(1+E_s))/(1+Pr^0,5))*((epsilon_critico/epsilon)-(1+(Pr^0,5)*(1-2*delta_kappa_h))))

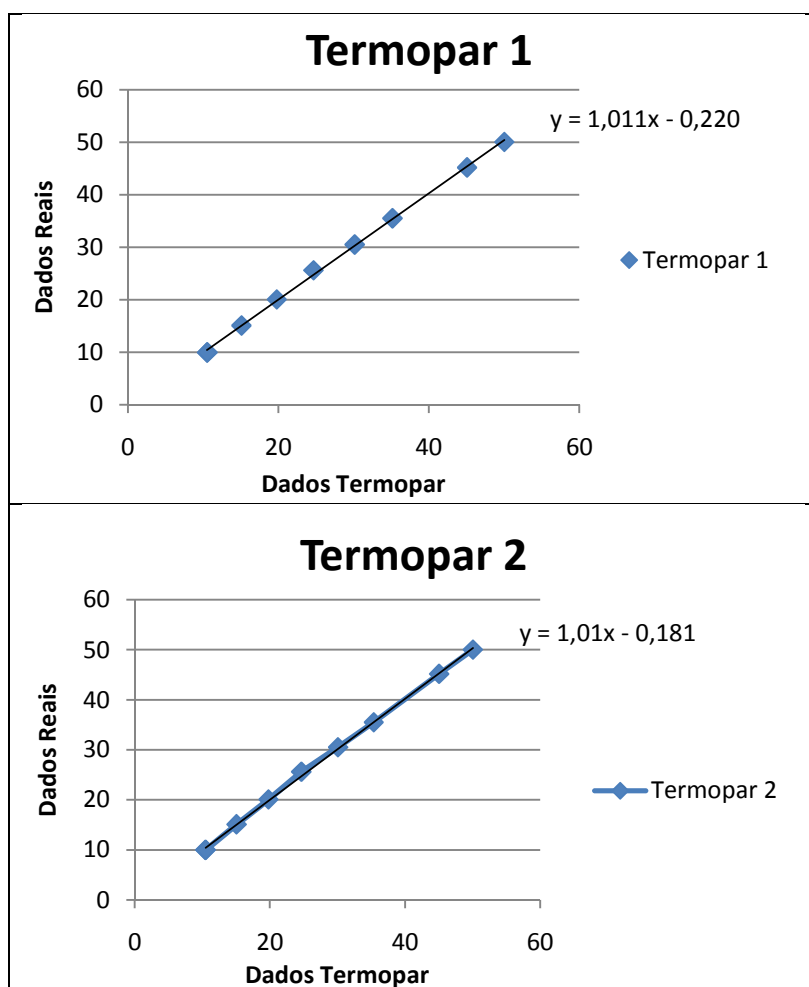
"Fluxo de trabalho normalizado"

Flux_W = ((delta_kappa_h*(DR^2))/2*gamma)*(((BR*(gamma-1))*((cos(epsilon_c))^2))/((1+Pr^0,5)*(1+E_s)*(1-2*(Pr^0,5)*delta_kappa_h+2*Pr*(delta_kappa_h^2))))*(epsilon_critico-(((BR*(gamma-

ANEXO V: Gráficos para calibração dos termopares

A calibração dos termopares foi realizada no laboratório de Metrologia Dinâmica da Universidade de Brasília – UnB. Foram obtidos os seguintes resultados para as curvas de calibração.

Termoresistor Padrão		Termopares			
Resistencia (ohms)	Temperatura $T_{pad}(^{\circ}C)$	1 $T_1(^{\circ}C)$	2 $T_2(^{\circ}C)$	3 $T_3(^{\circ}C)$	4 $T_4(^{\circ}C)$
103,87	9,96	8,26	7,86	7,96	8,06
103,9	9,98	8,28	7,88	7,98	8,08
105,89	15,09	13,39	12,99	13,09	13,19
107,79	20,05	18,35	17,95	18,05	18,15
109,80	25,6	23,9	23,5	23,6	23,7
111,7	30,5	28,8	28,4	38,5	28,6
115,75	35,5	33,8	33,4	33,5	33,6
117,55	45,17	43,47	43,07	43,17	43,27
119,40	50,01	48,31	47,9	48,01	48,11
Diferença ($\Delta T = T_{pad} - T_x$)		~ 1,7	~ 2,1	~ 2,0	~ 1,9



$$1) * (\cos(\epsilon_c))^2 / (1 + E_s) + (((Pr^{0,5}) * (\sin(\epsilon_c))^2) / (BR * (1 - (2 * Pr^{0,5}) * \Delta_k h + 2 * Pr * (\Delta_k h^2)))) * \epsilon)$$

"COP da pilha"

$$COP_P = ((\text{abs}(\text{Flux}_H)) - (\text{abs}(\text{Flux}_W))) / (\text{abs}(\text{Flux}_W))$$

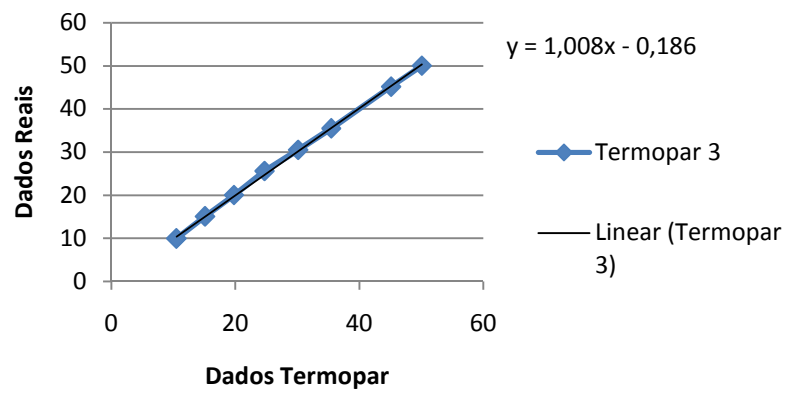
"COP da pilha comparado ao Carnot"

$$COPR_P = COP_P / ((2 - \theta) / (2 * \theta))$$

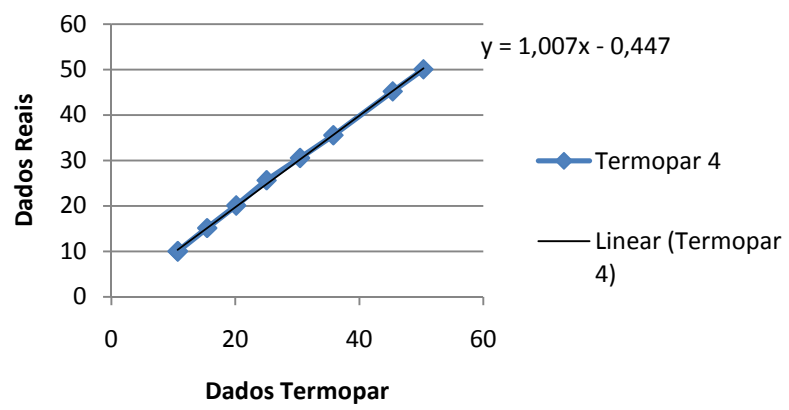
$$A_1 = ((\Delta_k h * DR^2) / (2 * \gamma))$$

$$A_2 = (BR * (\gamma - 1) * (\cos(\epsilon_c))^2)$$

Termopar 3



Termopar 4



ANEXO VI: Equações das regressões lineares para os gráficos de temperatura

FIGURA N°	RETA SUPERIOR (Parte Quente)	RETA INFERIOR (Parte fria)
62	$y = 3,920x + 17,02$	$y = -20,11x + 33,35$
63	$y = 31,66x - 4,564$	$y = -41,00x - 51,91$
66	$y = 3,364x + 18,54$	$y = 0,188x + 20,92$
67	$y = 26,86x + 1,291$	$y = -35,36x + 47,09$
70	$y = 0,101x + 21,01$	$y = 1,455x + 19,97$

ANEXO VII: Desenhos em CAD para o novo protótipo

Os desenhos a seguir têm como finalidade guiar a construção de um novo protótipo procurando contornar os problemas observados no modelo atual. As dimensões devem ser calculadas baseadas nas aproximações de Wetzel e Herman (1997), ser analisado seguindo o mesmo conceito adotado por Nascimento (2011) para a resposta em frequência do tubo de ressonância com a presença da pilha. Um esboço para os trocadores de calor é apresentado, devendo estes serem dimensionados de forma correta utilizando os conceitos básicos de transferência de calor.

Os desenhos técnicos estão representados nas paginas a seguir.