

Resfriador Termoacústico Didático

Marcelo Yoshihiro Fukumoto

marcelo.fukumoto@gmail.com

Resumo. Este trabalho tem como objetivo o estudo, o dimensionamento e a construção de um resfriador termoacústico para fins didáticos, construtivamente o mais simples possível para um entendimento rápido e claro, e sem maiores preocupações com sua eficiência. O dispositivo tem a finalidade de demonstrar o princípio fundamental da termoacústica, que é a geração de um gradiente de temperatura num regenerador devido às ondas acústicas produzidas por um alto-falante dentro de um tubo fechado. Essas ondas, ao se deslocarem, causam a compressão e expansão do gás interno e, conseqüentemente, alteram o estado termodinâmico desse gás.

Foi adotada a configuração de um tubo com metade do comprimento de uma onda ressonante, pois é a mais fácil de ser construída e a mais simples de ser entendida, já que se utiliza de ondas acústicas estacionárias. Contudo, essa é a configuração menos eficiente para esse tipo de resfriador.

Este trabalho de formatura se baseia em estudos prévios disponíveis na literatura, que foram otimizados para reduzir o custo do equipamento. Foi projetado um sistema que seja capaz de trabalhar em diversas condições, sendo necessária apenas algumas adaptações para funcionar em outras condições. Algumas vantagens do uso deste tipo de conversão de energia é que o equipamento não possui partes móveis e não utiliza gases prejudiciais ao meio ambiente, sendo deste modo, uma alternativa à refrigeração convencional.

Palavras chave: Refrigeração Termoacústica, Resfriador didático.

1. Introdução

A necessidade de geração de frio para manter um determinado processo em temperaturas adequadas vem aumentando a cada dia. Conforto térmico, conservação de alimentos e processos industriais são os maiores exemplos de aplicações desse tipo. Atualmente para que esses processos ocorram são utilizados, na maior parte dos casos, sistemas de refrigeração baseados no ciclo por compressão de vapor.

Em função de questões ambientais, os fluidos normalmente utilizados nesse tipo de ciclo estão sendo banidos ou tendo seu uso controlado, o que tem levado a pesquisas com novos fluidos e com outras tecnologias de refrigeração. Uma dessas tecnologias é o resfriamento através de ondas acústicas estacionárias, que é o tema deste trabalho.

Este trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de um estudo preliminar sobre os princípios físicos da refrigeração termoacústica, com o intuito de dimensionar e construir um resfriador termoacústico para fins didáticos, a ser utilizado nas disciplinas de graduação da área de Energia e Fluidos da EPUSP. O dispositivo demonstra o princípio fundamental da termoacústica, que é a geração de um gradiente de temperatura num regenerador devido às ondas acústicas produzidas por um alto-falante dentro de um tubo fechado.

Em função de ser um estudo preliminar e com finalidade didática, procurou-se manter o dispositivo o mais simples possível em termos construtivos, a fim de permitir um entendimento rápido e claro do fenômeno, e não houve maiores preocupações com a eficiência do equipamento. Deste modo, foi adotada a configuração de um tubo com metade do comprimento de uma onda. Contudo, essa é a configuração menos eficiente para esse tipo de resfriador.

Este trabalho se baseia em estudos prévios disponíveis na literatura, que foram otimizados com a finalidade de reduzir o custo do equipamento. Foi projetado um sistema capaz de trabalhar em diversas condições, sendo necessário apenas algumas adaptações. Algumas vantagens do uso deste tipo de conversão de energia é que o equipamento não possui partes móveis e não utiliza gases prejudiciais ao meio ambiente, sendo deste modo, uma alternativa à refrigeração convencional.

2. História

As máquinas termoacústicas baseiam-se em dois princípios básicos. O primeiro deles é a de que um grande gradiente de temperatura dentro de um tubo pode gerar uma onda acústica no interior desse tubo, e o segundo é o de que uma onda acústica pode gerar um gradiente de temperatura.

Esses dois princípios de conversão de energia são inversos. O primeiro deles, de que num tubo frio existe a emissão de um som após um pulso de ar quente ser produzido no interior do mesmo já é conhecido a algum tempo, permitindo identificar um sistema capaz de converter calor em potência acústica. Esse “motor” (Fig. 1), que faz a conversão térmica (calor) para acústica (trabalho), foi estudado experimentalmente por Sondhauss em 1850 e explicado qualitativamente por Lord Rayleigh em 1894, que estudou a fundo a oscilação dos gases, dando um grande passo ao estudo da termoacústica (cf. Swift, 2004).

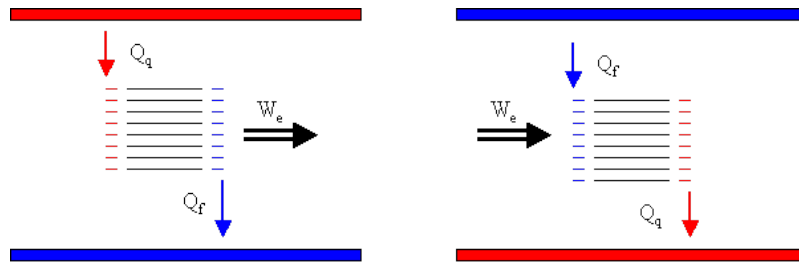


Figura 1. Motor Termoacústico e Resfriador Termoacústico.

Rott, na década de 80 do século XX, conseguiu explicar com fundamentos teóricos a oscilação acústica de um gás entre placas sólidas adjacentes com gradiente de temperatura axial, espaçadas de uma distância da ordem da profundidade de penetração térmica do gás. Este problema havia sido investigado por Rayleigh e Kirchhoff anteriormente, mas sem resultados conclusivos, de acordo com Swift (2004).

Em 1988, Hofler construiu um refrigerador termoacústico de ondas estacionárias e comprovou que a aproximação de Rott era adequada. Nessa mesma época, Swift desenvolveu extensos estudos sobre a teoria da acústica envolvida. Diversos estudos posteriores estão aprimorando esta área da termoacústica e dando início a uma série de novas pesquisas nesse ramo.

3. Fundamentos e Teorias

As máquinas termoacústicas utilizam-se de ondas sonoras com altas amplitudes para criar diferenças de pressão, temperatura e deslocamento dos gases, que são princípios utilizados nas bombas de calor. Os modelos mais simples trabalham com ondas estacionárias.

No resfriador, a maior parte da variação de temperatura provém da compressão e expansão do gás, e o restante é consequência da transferência de calor entre o gás e o regenerador.

A mudança de pressão e volume específico do gás se deve ao fato das ondas geradas pelo alto-falante, dentro do tubo fechado, possuírem o comportamento de ondas estacionárias. Deste modo, as partículas de gás se movimentam num determinado espaço. Por ser um sistema fechado há conservação de massa e este deslocamento provoca mudança de pressão e, conseqüentemente, de temperatura.

No regenerador, as partículas se comportam da seguinte maneira:

A seguir, uma breve descrição do comportamento de uma partícula no regenerador:

1. a partícula, devido ao trabalho fornecido pelo alto-falante, se desloca para direita em um processo de compressão quase adiabática, aumentando sua temperatura;
2. a seguir ocorre um processo de transferência térmica da partícula para a placa, uma vez que a partícula do gás possui uma temperatura superior à da placa;
3. a partícula faz o caminho inverso, por causa do movimento oscilatório do gás, e passa por um processo de expansão quase adiabática que reduz sua temperatura;
4. finalmente, como a partícula tem agora uma temperatura inferior à da placa, ocorre uma transferência de calor dessa para a partícula, que retorna ao seu estado inicial, fechando-se, com isso, o ciclo termoacústico.

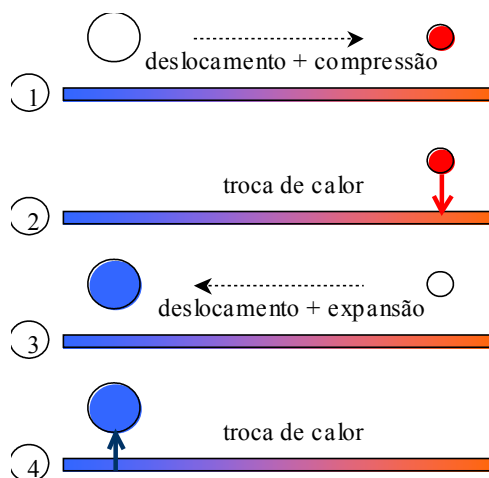


Figura 2. Comportamento de uma Partícula no Regenerador

Os princípios básicos da termoacústica podem ser encontrados no trabalho de Swift (1988). Utilizando inicialmente um exemplo simples, onde só há uma placa sólida alinhada paralelamente a uma onda estacionária, o autor mostra que a onda estacionária é modificada devido à presença da placa, e que isso resulta em dois efeitos:

- (i) Uma troca de calor constante próximo à superfície da placa na direção da vibração acústica;
- (ii) A absorção da energia acústica perto da superfície da placa.

3.1. Deslocamento, Pressão e Velocidade das partículas no Tubo Fechado.

Da equação geral da onda, são obtidos as Eqs. (1), (2) e (3) onde mostram o deslocamento, a pressão e a velocidade das partículas do gás dentro do tubo fechado sem a presença do regenerador.

$$\xi = A \sin(kx - \omega t) + B \sin(kx + \omega t) \quad (1)$$

$$p = \rho_0 c \omega A \cos(kx - \omega t) + \rho_0 c \omega B \cos(kx + \omega t) \quad (2)$$

$$u = -\omega A \cos(kx - \omega t) + \omega B \cos(kx + \omega t) \quad (1)$$

4. Estudo dos componentes

Para o dimensionamento e definição do equipamento, foi feito um breve estudo de cada componente utilizado, sendo necessário discutir o principal objetivo de cada um.

4.1. Tubo

Tem como função armazenar o fluido não podendo possuir vazamentos e deve permitir que a onda tenha comportamento estacionário, que seja um tubo ressonante.

Por ser um equipamento didático, é necessário um material transparente para que seja possível visualizar os componentes internos, e ter uma resistência mecânica adequada à faixa de pressões que se pretende utilizar (até cerca de 5 bar). O acrílico, por atender ao requisito de transparência e por ter uma resistência mecânica superior à do vidro não tratado foi o material escolhido. A frequência de operação depende praticamente das dimensões adotadas do tubo.

Será adotado neste trabalho um comprimento de tubo igual à metade do comprimento de onda.

$$f = \frac{v}{\lambda} = \frac{c}{\lambda} = \frac{\sqrt{kRT}}{\lambda} = \frac{\sqrt{kRT}}{2L} \quad (4)$$

Como já é de conhecimento, a temperatura da partícula varia em seu deslocamento. Logo, como a frequência é função da temperatura, esta também irá mudar o que pode trazer algumas imprecisões nos cálculos.

4.1.1. Fluido Utilizado

O fluido a ser utilizado no resfriador termoacústico deve permanecer no estado gasoso na faixa de temperaturas de operação do equipamento, ou seja, deve apresentar valores de temperaturas críticas e de ebulição adequadas. É desejável também que o fluido não seja inflamável nem tóxico, tenha baixa viscosidade cinemática e uma alta condutividade térmica, a fim de reduzir as perdas viscosas e propiciar uma boa taxa de transferência de calor para o regenerador. Assim, pode-se verificar que o hélio é o gás mais apropriado para esse tipo de aplicação. Uma outra opção mais barata é a utilização de ar atmosférico. Contudo, a principal desvantagem nesse caso é uma capacidade de resfriamento menor que aquela obtida com o hélio.

4.1.2 Pressão de Trabalho

Pressões do gás mais altas aumentam a potência por unidade de volume do aparelho, pois haverá maior número de partículas do fluido (maior massa) dentro do tubo. Como será visto posteriormente, isso permite que o espaçamento entre as placas do regenerador seja maior, facilitando a sua fabricação. Porém, altas pressões requerem materiais e vedações mais resistentes, o que eleva o custo do aparelho.

4.2. Regenerador

O regenerador é a parte mais importante do resfriador termoacústico. É feito de diversas placas paralelas alinhadas, formando-se uma pilha. Sem essa pilha regeneradora, não haveria troca de calor entre ela e o fluido, fenômeno este que é o principal fundamento da termoacústica.

Para que se obtenha uma boa eficiência de troca térmica entre o regenerador e o fluido, o material do regenerador deve ter uma baixa condutividade térmica (κ) e um calor específico (c_p) maior que o do gás de trabalho. Com um calor específico maior, haverá sempre uma menor variação de temperatura na placa em relação ao fluido.

Dois parâmetros são fundamentais no cálculo e otimização do desempenho de um refrigerador termoacústico: a profundidade de penetração térmica δ_κ e a profundidade de penetração viscosa δ_ν . A primeira mede a espessura da camada de fluido que deve ser suficiente para ter difusão de calor através do fluido de trabalho durante o intervalo de tempo de um ciclo enquanto que a segunda relaciona as forças viscosas devido à energia cinética do gás, contribuindo na perda de eficiência do resfriador. Esses dois parâmetros podem ser calculados por:

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{\kappa}{\pi f \rho c_p}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega \rho c_p}} \quad (5)$$

$$\delta_\nu = \sqrt{\frac{\mu}{\pi f \rho}} = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega \rho}} \quad (6)$$

onde κ é a condutividade térmica do gás, μ a sua viscosidade, ρ a massa específica do gás e c_p seu calor específico.

O espaçamento entre as placas no regenerador é extremamente importante. Um espaçamento pequeno favorece a transferência de calor por condução entre o gás e a placa, enquanto que se as placas tiverem um grande espaçamento não haverá uma transferência tão eficiente. Contudo, placas muito próximas aumentam as perdas por atrito viscoso, o que reduz a eficiência do resfriador.

Análises detalhadas encontradas no trabalho de Grift (1995) mostram que o espaçamento entre as placas adequado para otimizar a troca de calor e as perdas por atrito é da ordem de quatro vezes a profundidades de penetração térmica δ_κ , que normalmente apresenta valores da ordem de décimos de milímetro.

As espessuras de penetração térmica e viscosa podem ser relacionadas entre si pelo número de Prandtl, Eq. (7),

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\kappa} = \left(\frac{\delta_\nu}{\delta_\kappa} \right)^2 \quad (7)$$

O adequado posicionamento do regenerador no interior do tubo é fundamental para a eficiência da máquina. Como a velocidade é menor próximo ao alto-falante, as perdas serão menores nessa região, o que acarreta conseqüentemente numa maior eficiência do resfriador. Além disso, no caso de um resfriador de meia-onda a maior variação de pressão ocorre justamente nas extremidades do tubo, enquanto que no centro do mesmo há pouca variação de pressão. As variações de temperatura estão relacionadas com as variações de pressão. Desse modo, no centro do tubo as partículas do fluido ficam com temperatura praticamente inalterada, e nas extremidades existe uma variação perceptível de temperatura. Logo, a tendência natural seria posicionar o regenerador junto ao alto-falante.

Segundo Tijani (2002), o comprimento do regenerador está diretamente relacionado com a posição do mesmo dentro do tubo. Os estudos desenvolvidos pelo autor mostram que existe uma posição ótima para o regenerador em função do seu comprimento. Considerando um eixo x_n normalizado para o regenerador, onde $x_n = 0$ corresponde à posição do alto-falante e $x_n = 1$ é a posição final do tubo, e que o comprimento normalizado L_{sn} possui a mesma proporção que a relação da posição normal com a posição normalizada, ou seja, $L_{sn}/L_s = x_n/x$, Tijani obteve as curvas do COP em função do comprimento normalizado e da posição normalizada do centro do regenerador apresentadas na Fig. 3. Segundo o autor, o comportamento dessas curvas pode ser explicado pelas perdas por atrito viscoso.

É possível verificar que um regenerador muito próximo do alto-falante deve ter um comprimento muito pequeno, e que eventuais pequenos erros de posicionamento e/ou dimensionamento podem levar a quedas abruptas do coeficiente de eficácia. Além disso, as partículas das extremidades do tubo não se deslocam tanto quanto as do centro do resfriador de meia-onda, e por isso de nada adianta variar a temperatura da partícula se esta não se desloca, pois este deslocamento da partícula é um dos fundamentos da termoacústica.

Assim, Tijani (2002) recomenda que seja escolhida a posição normalizada $x_n = 0,22$, que propicia valor relativamente alto de COP ($\sim 1,2$) sem o inconveniente de um decaimento acentuado. De acordo com Tijani, para essa posição normalizada o regenerador deverá ter um comprimento normalizado de $L_{sn} = 0,23$. É importante destacar que, em função da simetria de um resfriador de meia-onda, o regenerador pode ficar tanto próximo do alto-falante como no final da outra extremidade.

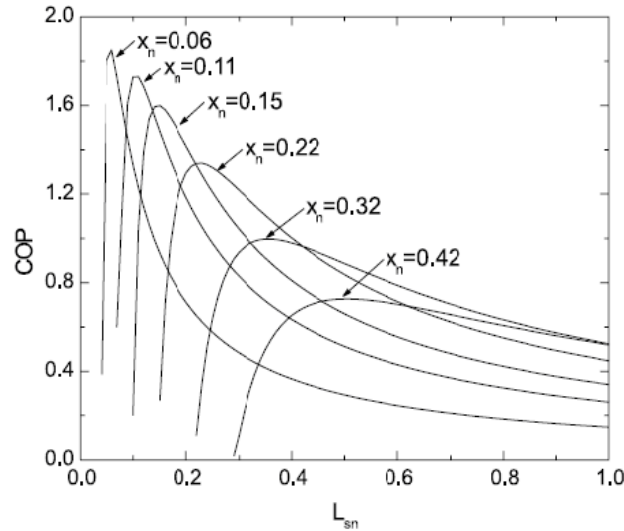


Figura 3. Coeficiente de Eficácia de um Refrigerador Termoacústico em Função do Comprimento Normalizado L_{sn} e da Posição Normalizada x_n do Centro do Regenerador (Tijani, 2002)

5. Dimensionamento

Para o dimensionamento foi utilizada a metodologia estudada por Tijani (2002), onde são definidas a diferença de temperatura desejada e a capacidade de resfriamento. Para o dimensionamento inicial foram admitidos os seguintes parâmetros: ΔT entre os lados frio e quente de 60°C , e capacidade de refrigeração $\dot{Q} = 5,0\text{W}$.

5.1 Hipóteses consideradas

Para dimensionar e otimizar a eficiência do núcleo termoacústico foi considerado um modelo linear simplificado, introduzido inicialmente por Rott e depois melhorado por Swift (1988), chamado de “aproximação de camada limite para pilha regeneradora curta”. Segundo Wetzel (1996), este modelo é útil para aplicações numéricas computacionais, porém muito complexo para uma solução analítica. Este modelo baseia-se em três hipóteses básicas:

- Que o comprimento da pilha regeneradora é muito menor que o comprimento da onda reduzido $\lambda/2\pi$. Deste modo, a velocidade e a pressão podem ser consideradas constantes ao longo da pilha regeneradora, e pode-se considerar também que a existência do regenerador não interferirá na atuação das ondas sonoras.
- É assumido que a diferença de temperatura ΔT no regenerador é muito menor que a temperatura média da região da pilha, permitindo-se, assim, considerar as propriedades termofísicas do gás de trabalho e da pilha regeneradora constante.
- É assumido que a razão entre a metade do espaçamento entre as placas do regenerador e a profundidade de penetração térmica (δ_k) deve ser maior que um.

A primeira hipótese é a mais fraca das três, já que a velocidade do gás ao longo do regenerador varia por um fator de dois. Já a segunda hipótese não é tão crítica a aplicações normais. E a terceira pode ser considerada razoável, sem grandes erros, para um espaçamento de quatro vezes a profundidade de penetração térmica (δ_k).

5.2. Cálculos e Resultados

Definido os dois valores a serem obtidos, a diferença de temperatura e a capacidade de resfriamento, selecionou-se o hélio como gás, como já foi discutido anteriormente. Fixou-se a frequência desejada de 400 Hz e uma pressão de 5 bar. A temperatura média foi fixada em 300 K. Deste modo, é possível obter os parâmetros geométricos do tubo e do gás da tabela. Em seguida os parâmetros normalizados são obtidos utilizando-se as fórmulas propostas por Tijani (2002), a partir das quais é possível o cálculo da potência acústica e capacidade de resfriamento:

$$\dot{W}_n = \frac{\delta_{kn} D^2 L_{sn}}{4k} \left[(k-1) B \cos^2 x_n \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(k-1)(1+\sqrt{\text{Pr}}) B L_{sn} \Lambda} - 1 \right) - \frac{\sqrt{\text{Pr}} \sin^2(x_n)}{B \Lambda} \right] \quad (8)$$

$$\dot{Q}_n = - \frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8k(1 + \text{Pr})\Lambda} \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(k-1)BL_{sn}} \frac{1 + \sqrt{\text{Pr}} + \sigma}{1 + \sqrt{\text{Pr}}} - (1 + \sqrt{\text{Pr}} - \sqrt{\text{Pr}}\delta_{kn}) \right) \quad (9)$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\text{Pr}}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\text{Pr}\delta_{kn}^2 \quad (10)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_n p_0 c (\text{área}) \quad (11)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n p_0 c (\text{área}) \quad (12)$$

$$\text{COP} = \dot{Q}/\dot{W} \quad (13)$$

Nas equações acima, além do comprimento normalizado L_{sn} e da posição normalizada x_n definidas anteriormente, tem-se que δ_{kn} é a profundidade de penetração térmica normalizada dada por $\delta_{kn} = \delta_k/y_0$, e ΔT_{mn} é a diferença de temperatura normalizada, calculada por $\Delta T_{mn} = \Delta T_m/T_m$. B é a porosidade da pilha, definida por $B = y_0/(y_0 + l)$, onde y_0 é o espaçamento entre as placas e l a metade da espessura de cada placa, e D é a razão da pressão instantânea e da pressão de equilíbrio, dada por $D = p_{inst}/p_0$.

Assim, como mostrado na Tab. 1, obteve-se como resultado inicial um resfriador com um tubo de diâmetro de 52 mm e comprimento de 1,27 m. O regenerador ficará a 90 mm do alto-falante e terá 90 mm de comprimento com um espaçamento entre placas de 0,35 mm. O consumo previsto de potência acústica é de aproximadamente 3,0 W, o que resulta num COP de 1,6.

5.4. Redimensionamento

Em função das dificuldades de se trabalhar com um fluido numa pressão relativamente alta em um laboratório didático, o equipamento foi redimensionado para trabalhar com ar à pressão atmosférica. Como com essa configuração é esperado que o equipamento tenha um pior desempenho, reduziu-se o ΔT desejado para 20°C, mantendo-se a frequência em 400 Hz, e recalculou-se as dimensões, capacidade de refrigeração, potência acústica necessária e coeficiente de eficácia. Os valores calculados para o redimensionamento do trocador são apresentados na Tab. 1.

6. Construção do equipamento

Uma vez dimensionado o equipamento, iniciou-se a sua construção pelo regenerador, peça mais importante no resfriador.

Russel e Weibull (2001) sugerem a utilização de um rolo de filme fotográfico e linhas de pesca para a construção do regenerador. Por serem facilmente encontrados, optou-se por estes mesmos materiais para o regenerador.

Foi calculada uma espessura entre placas de 0,26 mm, sendo que este número foi obtido através de análises feitas por Grift (1995), que sugeriu um espaçamento quatro vezes maior que a profundidade de penetração térmica. Assim, por motivos de segurança e de disponibilidade de material, uma linha de pesca de 0,2 mm foi utilizada para manter um espaçamento igual ou maior que a da linha de pesca. Esta linha foi enrolada sempre com uma distância constante, no sentido da largura do filme fotográfico. Sabendo que esta parte do equipamento é a parte mais essencial ao projeto, foi adotado um cuidado especial nesta construção. Foi evitado ao máximo os cruzamentos de linhas pois eles aumentam as perdas devido ao atrito.

Em função da disponibilidade do fornecedor, foi utilizado um tubo de 22 mm de diâmetro interno e 5,0 mm de espessura, superior àquela necessária para o caso de se trabalhar com hélio a 5 bar. Este tubo foi fixado a uma base, também de acrílico, no formato de uma caixa, com as dimensões de 160 x 160 x 100 mm, permitindo assim que sejam utilizados alto-falantes de até 6 polegadas de diâmetro. Foram feitos três furos de aproximadamente 3 mm de espessura (Fig. (4)) para que termopares pudessem ser inseridos para as medições de temperatura do ar no interior do tubo.

As ondas sonoras do resfriador são geradas através de um alto-falante de 4 polegadas, conectada a um amplificador de caixa acústica de computador.

Esse alto-falante apresenta uma geometria favorável para o resfriador, pois apresenta uma borda elevada. Assim, ela serve de isolante térmico para evitar perdas de calor como vedação entre o tubo ressonador e câmara do alto-falante.

Como este projeto visa um aparelho de baixo custo e o gerador de frequência faz, igualmente, parte do projeto do resfriador, foi estudada uma maneira de minimizar o custo. A solução encontrada foi a utilização de um computador simples, com placa de áudio, executando um programa gratuito de geração de frequências (<http://www.cognaxon.com/downloads/FrequencyGenerator.zip>). Assim, a onda gerada pela placa de som do computador é enviada ao amplificador e deste para o alto-falante.

Tabela 1. Redimensionamento do Resfriador Termoacústico

Valores Impostos		
Diferença de Temperatura Desejada	20,0K	ΔT
Pressão Média	100000Pa	p_m
Frequência	400,00Hz	f
Capacidade de Refrigeração	0,1W	Q
Parâmetros Geométricos do Tubo		
Diâmetro	22mm	d
Comprimento	0,43m	L
Frequência	2513rad/s	ω
Comprimento da Onda Completa	0,85m	λ
Área Frontal	0,0004m ²	A
Volume	0,0002m ³	V
Massa	0,0002kg	m
Parâmetros Geométricos do Gás		
Profundidade de Penetração Térmica	0,00013m	δ_e
Profundidade de Penetração Viscosa	0,00011m	δ_v
Número de Prandtl	0,7068	Pr
Porosidade ou taxa de blocagem	0,69580	B
Parâmetros Geométricos do Regenerador		
Espaçamento entre Placas	0,00026m	y_0
Profundidade de Penetração Normalizada	0,5000-	δ_{kn}
Espessura da Placa	0,00023m	$2l$
Parâmetro da Eq. (4.3)	0,66799-	Λ
Posição do Centro do Regenerador	0,030m	x
Comprimento das Placas do Regenerador	0,031m	L
Parâmetros Normalizados		
Razão de Pressão	0,022	D
Posição do Centro Normalizado	0,22	x_n
Comprimento das Placas Normalizado	0,23	L_{sn}
Diferença de Temperatura Normalizada	0,2	ΔT_{mn}
Potência de Resfriamento Normalizada	3,52E-06	Q_{cn}
Potência Acústica Normalizada	-1,92E-06	W_{cn}
Parâmetros Térmicos e Elétricos		
Potência Elétrica Calculada	0,04W	W
COP	2,96-	COP

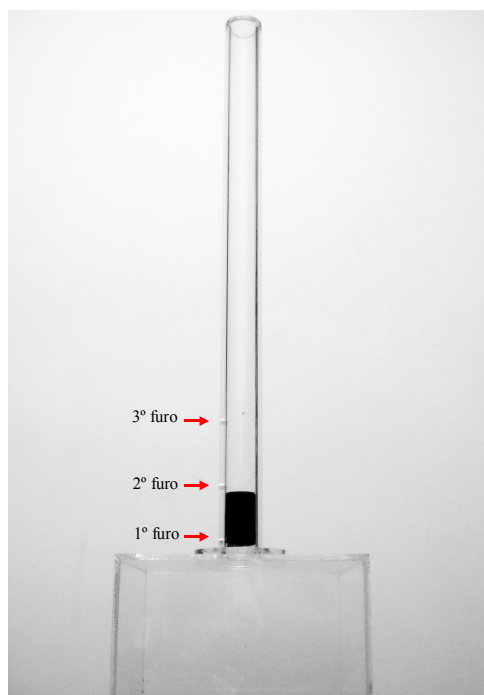


Figura 4. Vista lateral do tubo resfriador com o regenerador e posição dos furos para medição de temperatura

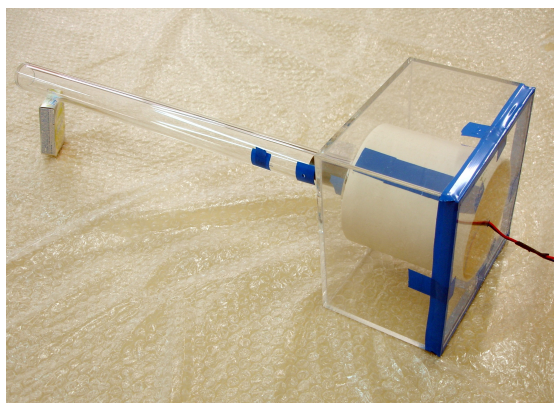


Figura 5. Configuração final do equipamento

7. Testes

Uma vez montado o equipamento, foram realizados diversos testes para verificar o seu funcionamento real e melhorar a eficiência do mesmo. As medições foram feitas no laboratório de Máquinas Térmicas da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo durante o mês de outubro de 2007.

Além de diversos testes preliminares, três testes principais para avaliação do desempenho do equipamento foram realizados no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP. Nos dois primeiros testes foi utilizada apenas uma ponta sensora para fazer a medição da temperatura do lado quente e do lado frio. Já no terceiro teste foram utilizadas duas pontas sensoras.

O primeiro teste foi realizado no dia 15 de outubro de 2007. A temperatura ambiente era de $23,5^{\circ}\text{C}$ e a pressão barométrica lida no barômetro do Laboratório era de 702 mmHg. A temperatura inicial do ar no interior do tubo era de $25,5^{\circ}\text{C}$, mais elevado que a temperatura ambiente. O equipamento foi colocado em operação, e após 20 minutos, verificou-se uma temperatura de $24,3^{\circ}\text{C}$ no lado frio. O sensor de temperatura foi reposicionado e verificou-se uma temperatura de $26,1^{\circ}\text{C}$ no lado quente após 5 minutos, o que representa uma diferença de $1,8^{\circ}\text{C}$ entre os dois lados da pilha.

O segundo teste foi realizado no dia 22 de outubro de 2007, com as seguintes condições: temperatura ambiente de $26,8^{\circ}\text{C}$; pressão atmosférica de 704 mmHg; e temperatura inicial do ar no interior do tubo de $28,5^{\circ}\text{C}$. Após 15 minutos de operação do resfriador, a temperatura do lado frio estabilizou-se em $27,2^{\circ}\text{C}$. Em seguida, o sensor foi retirado do lado frio e colocado no lado quente do resfriador. Após 4 minutos a leitura do indicador estabilizou-se em $29,5^{\circ}\text{C}$, e dessa forma obteve-se uma diferença de temperaturas no regenerador de $2,3^{\circ}\text{C}$.

É importante destacar que, em relação ao primeiro teste, aumentou-se o espaçamento entre as placas do regenerador, diminuindo-se o enrolamento do filme fotográfico.

No terceiro teste, realizado no dia 29 de outubro de 2007, as condições eram as seguintes: temperatura ambiente de $26,4^{\circ}\text{C}$; pressão atmosférica de 703 mmHg; e temperatura inicial do ar no interior do tubo de $27,1^{\circ}\text{C}$. Para a realização desse teste procurou-se melhorar as vedações do resfriador e, como mencionado anteriormente, foram utilizadas duas pontas sensoras de temperatura, o que permitiu a leitura das temperaturas dos lados frio e quente de forma quase simultânea, com uma diferença de poucos segundos entre as duas leituras.

A partir dessas leituras de temperatura, foi possível obter os gráficos das duas temperaturas em função do tempo de teste, mostrados na Fig.(6). Esses gráficos permitem observar que a temperatura do lado frio estabiliza-se em $26,6^{\circ}\text{C}$ após cerca de 5 minutos de operação do resfriador, permanecendo nessa condição até o final do ensaio. Já o lado quente leva cerca de 15 minutos até sua estabilização em $28,7^{\circ}\text{C}$.

É possível verificar ainda que o aumento de temperatura do lado quente é maior que a redução de temperatura do lado frio. Como o calor é retirado do lado frio e transportado aos poucos para o lado quente através do regenerador, e há uma massa muito maior de ar frio do que de ar quente, tem-se essa diferença nas variações de temperatura.

A fim de verificar a eventual presença de gradientes de temperatura no lado frio, após a estabilização da temperatura, foi medida a temperatura no terceiro furo, e verificou uma diferença nas leituras de apenas $0,1^{\circ}\text{C}$, ou seja, menor que a incerteza do instrumento de medição.

Como comentado anteriormente, o espaço entre as placas no regenerador é extremamente importante. Se as placas estiverem muito próximas, haverá grande perda por viscosidade, o que implica em perdas, mas se estiverem muito afastadas não haverá uma boa troca de calor já que haverá menos área de troca entre o fluido e o regenerador.

O primeiro teste realizado com este equipamento possuía um espaçamento de 0,2mm e resultou numa diferença de $1,8^{\circ}\text{C}$. Já os demais possuíam um espaçamento maior gerando uma diferença de até $2,3^{\circ}\text{C}$. Também, foi testada uma configuração do regenerador com menos placas, ou seja, com um espaçamento maior, mas sem nenhum sucesso. Logo, é possível verificar, até certo ponto, a influência deste espaçamento no desempenho do resfriador.

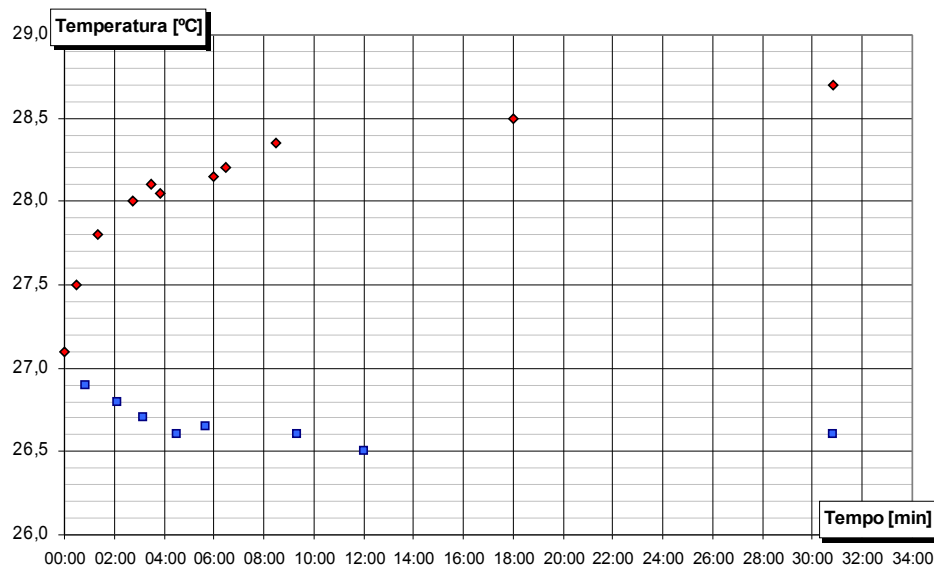


Figura 6. Variação das Temperaturas do Lado Frio e Quente do Resfriador em Função do Tempo.

8. Conclusões

Foi dimensionado inicialmente um resfriador que utilizasse hélio à pressão de 5 bar como fluido interno, porém, a facilidade de se utilizar ar a pressão ambiente fez com que esta segunda opção fosse empregada. Com isso, não seria mais necessário se preocupar com vazamentos e com as condições de operações do equipamento, como a pressão. O fator custo também foi um dos principais fatores para a mudança de fluido de trabalho.

No equipamento construído foi verificada certa incompatibilidade entre as temperaturas de projeto e de medição. Este fato se deve à dificuldade de construção da pilha regenerativa, que é o principal componente do equipamento. Uma nova configuração de montagem do regenerador deve ser estudada e construída futuramente. Outro fator contribuinte pode ser o alto-falante, que não foi verificada a potência real produzida.

Porém o objetivo mais importante do projeto, que é demonstrar o efeito termoacústico, foi comprovado com o aumento de temperatura em um dos lados da pilha regenerativa e a redução no outro. Isto foi feito com um gasto total de R\$150,00, que foi o preço pago pelo tubo mais a caixa de acrílico. Os demais componentes não tiveram nenhum custo pois foram reaproveitados de outras utilidades.

9. Referências

- Lucas, O., Meeuwissen, K. Design and Construction of a thermoacoustic device. Adelaide: University of Adelaide, 2001. 6 p.
- Marx, D. Simulation Numérique d'un Réfrigérateur Thermoacoustique. 2003. 245 f. Dissertação (Doutorado em Acústica) - Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique Ecole Centrale de Lyon, Lyon, 2003.
- Kinsler, L. E.; Frey, A. R. Fundamentals of Acoustic. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 1962.
- Resnick, R.; Halliday, D. Física 2, 4ªed., Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.S., 1984. 309 p.
- Russell, D.A.; Weibull, P. Tabletop thermoacoustic refrigerator for demonstrations. Michigan: Kettering University, 2002. 3 p.
- Sartori, R., Pimenta, J. Análise Teórica e Avaliação Experimental de um refrigerador termoacústico guiada por um algoritmo de otimização. Brasília: Universidade de Brasília, 2005. 10 p.
- _____. Refrigeração Termoacústica - Estado da Arte. Brasília: Universidade de Brasília, 2004. 10 p.
- Swift, G. W. Thermoacoustic Engines. Novo México: Los Alamos, 1988. 36 p.
- _____. Thermoacoustic Engines and Refrigerators. Novo México: Los Alamos, 1993. Physics Today 48, 22-28.
- _____. What is thermoacoustics? A brief description, with technical details and citations. Novo México: Los Alamos, 2004. 6 p.
- Tijani, M. E.; Zeegers, J.C.H.; Waele, A.T.A.M. Design of Thermoacoustic Refrigerators. Eindhoven: Cryogenics 42 (2002) 49–57, 2002. 9 p.
- Wetzel, M.; Herman, C. Design optimization of Thermoacoustic Refrigerators. Balitmore: The Johns Hopkins University, 1997. 19 p.
- <http://www.cognaxon.com/downloads/FrequencyGenerator.zip> - acessado em junho de 2007.

10. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

DIDACTIC THERMOACOUSTIC REFRIGERATOR

Marcelo Yoshihiro Fukumoto

marcelo.fukumoto@gmail.com

Abstract. The goal of this work is to study and construct a low-cost Didactic Thermoacoustic Refrigerator to be used in the laboratory classes, so its configuration has to be as simple as possible for an easy understanding, and consequently there is no concern about its performance. The device illustrates the main principle of thermoacoustics, which is the generation of a temperature gradient in a gas by means of stationary acoustic waves generated by a loudspeaker inside a closed tube. The propagation of these waves causes the compression and expansion of the gas inside the tube, changing its thermodynamic state.

A half-wavelength configuration was adopted because it is the easiest one to be constructed and the simplest to be understood. On the other hand, this is the most inefficient configuration for this kind of refrigerating device.

This work is based on other studies available in technical literature, which were optimized in order to reduce the equipment cost. It was designed a flexible system that could work in several conditions with minor modifications on the equipment. Some advantages of the thermoacoustic refrigerator are that there are no movable parts and there is no use of environmental harmful fluids. In this sense, this technology is an interesting alternative for more conventional refrigeration systems.

Keywords. *thermoacoustic refrigerationg, didatic cooler.*