

ANTOINE FRANCK GUY DUPEUX

**ESTUDO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
TERMOACÚSTICA**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2018**

ANTOINE FRANCK GUY DUPEUX

**ESTUDO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
TERMOACÚSTICA**

**Trabalho de Conclusão de
Curso** apresentado à Faculdade de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Uberlândia como requisito final
para obtenção do título de **BACHAREL** em
ENGENHARIA MECÂNICA.

Orientador: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues
de Carvalho

UBERLÂNDIA - MG

2018

ANTOINE FRANCK GUY DUPEUX

ESTUDO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA

Projeto de conclusão de curso
APROVADO pelo Colegiado do Curso de
Graduação em Engenharia Mecatrônica da
Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr, Valerio Luiz Borges
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr, Edson Alves Figueira Junior
ESAMC

UBERLÂNDIA – MG

2018

AGRADECIMENTOS

Eu agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, pela ajuda, pela orientação durante este trabalho e pela confiança em relação ao uso dos laboratórios da Faculdade de Mecânica.

Aos meus professores que contribuíram ao meu conhecimento científico e de elaboração.

Aos meus pais que me mandaram desde o meu país de origem os equipamentos necessários para fazer a experimentação desenvolvida nesse estudo.

À minha namorada pelo trabalho de revisão desse relatório, em relação à formatação e ao idioma.

Aos meus amigos Fernanda e Luc que me ajudaram na concepção do banco de experimentação e que me emprestaram as ferramentas necessárias à construção dele.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica.

DUPEUX.A.F.G. **Estudo de Sistema de Refrigeração Termoacústica**, 2018. 43p. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, Brasil.

RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo fazer o estudo experimental de um refrigerador termoacústico a fim de observar quais são os parâmetros essenciais ao funcionamento deste. A refrigeração termoacústica é uma tecnologia que surgiu nos anos 1970 como uma solução alternativa aos sistemas de refrigeração clássica que funcionam por compressão de vapor. Ela tem muitas vantagens em relação às tecnologias tradicionais em termos de desgaste, manutenção e poluição, o que faz dela um tópico de pesquisa economicamente interessante. Já existem muitos dispositivos eficientes em função na área da refrigeração industrial pela conservação dos produtos e a liquefação de gás natural na saída de poço e na área dos sistemas embarcados. O funcionamento de tais dispositivos consiste em converter uma potência acústica em uma potência térmica graças à passagem de uma onda sonora através de uma estrutura porosa chamada de *stack*. Dentro dessa peça, as partículas de gás vibram efetuando um ciclo termodinâmico capaz de recuperar o calor de um lado do *stack* e fornecê-lo ao outro lado. Assim, a peça vai se resfriando de um lado e se aquecendo do outro por acúmulo do calor. Então o objetivo é recuperar a temperatura baixa do lado frio, porém fazer isso tem uma influência sobre a eficiência do sistema por aquecer o lado frio. Daí ventilar o lado quente da máquina parece ser uma solução para manter uma temperatura suficientemente baixa do lado frio. Verificar essa ligação entre essas duas temperaturas é o objetivo do presente estudo.

Palavras-chave: *Refrigeração termoacústica, stack, regenerador, onda estacionária, liquefação de gás.*

ABSTRACT

This work aims to make the experimental study of a thermoacoustic refrigerator in order to observe the essential parameters for its operation. The thermoacoustic refrigeration is a technology which emerged in the 1970s as an alternative solution to classic refrigeration systems that work with steam compression. It has many advantages over traditional technologies in terms of wear, maintenance and pollution and this makes it an economically interesting research topic. There are already many efficient devices in the area of industrial refrigeration for food and natural gas liquefaction and in the area of embedded systems. The operation of such devices consists in converting an acoustic power into a thermal power through the passage of a sound wave throughout a porous structure known as stack. Inside this structure, the gas particles vibrate by effecting a thermodynamic cycle able to recover heat from one side of the stack and supplying it to the other side. Thus, the part is cooling on one side and heating on the other by accumulation of heat. So the goal is to recover the low temperature from the cold side, however this has an influence on the efficiency of the system by heating the cold side. Also cooling the hot side of the machine seems to be a solution to keep a temperature low enough on the cold side. To verify this connection between these two temperatures is the objective of the present study.

Keywords: *Thermoacoustic refrigeration, stack, regenerator, stationary wave, gas liquefaction.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema básico de um sistema de refrigeração (Disponível em < https://en.wikipedia.org/wiki/Vapor-compression_refrigeration >)	13
Figura 2: Esquema do ciclo termodinâmico das partículas dentro de stack (Fonte: POIGNAND, 2008)	14
Figura 3: Ondas longitudinais (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	16
Figura 4: Ondas longitudinais e transversais nos meios sólidos (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	16
Figura 5: Velocidades do som no ar em função da temperatura (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	18
Figura 6: As diferentes faixas de frequências (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	18
Figura 7: Exemplo de som puro e sua composição frequencial (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	19
Figura 8: Superfícies de onda (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	20
Figura 9: Onda esférica (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	21
Figura 10: Exemplo de onda estacionária em uma corda (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	23
Figure 11: O gradiente de temperatura dentro das cânulas do stack (Disponível em: < http://www.savoirs.essonne.fr/thematiques/les-technologies/energies/la-refrigeration-thermoacoustique/ >)	24
Figura 12: O ciclo termodinâmico das partículas de fluido (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)	24
Figura 13: Os perfis de velocidade e de pressão dinâmica no caso de uma onda estacionária (Fonte: DUPEUX, 2014)	25
Figura 14: Fotografia e esquema do Space ThermoAcoustic Refrigerator (Fonte: PENELET, 2014)	26
Figura 15: Fotografia e esquema do <i>ThermoAcoustic for Life Science Refrigerator</i> (Fonte: PENELET, 2014)	27
Figura 16: Esquema do “ <i>beer cooler</i> ” (Fonte: PENELET, 2014)	27

Figure 17: Esquema do refrigerador termoacústico atual em uma unidade de produção de gás natural em Denver (Fonte: SWIFT, 1997).....	29
Figure 18: Fotografia do dispositivo de liquefação de gás (Fonte: SWIFT, 1997).....	32
Figura 19: Esquema da máquina termoacústica tri-térmica de onda progressiva proposta por Ceperley em 1979 (Fonte: PENELET, 2014).....	33
Figura 20: Fotografia do <i>ThermoAcoustic Stirling Heat Engine</i> (Fonte: PENELET, 2014).....	33
Figura 21: Esquema do <i>ThermoAcoustic Stirling Heat Engine</i> (Fonte: PENELET, 2014).....	34
Figura 22: Esquema da bancada de experimentação dos estudos precedentes (Fonte: DUPEUX, 2014).....	36
Figure 23: Esquema da fabricação do <i>stack</i> por enrolamento de folha de plástico (Fonte: DUPEUX, 2014).....	36
Figura 24: Fotografia da bancada real (Fonte: DUPEUX, 2014).....	37
Figura 25: Fotografia de dentro do alto-falante e do tubo instrumentado (Fonte: DUPEUX, 2014).....	37
Figure 26: Os perfis de velocidade e de pressão dinâmica no caso de uma onda estacionária (Fonte: DUPEUX, 2014).....	38
Figure 27: Parte da cima do tubo, marcado por várias posições do <i>stack</i> (Fonte: DUPEUX, 2014).....	38
Figura 28: Gráfico representando ΔT em função da posição do <i>stack</i> (Fonte: DUPEUX, 2014).....	39
Figura 29: Fotografia do gerador de sinal e evolução de ΔT em função da frequência sonora (Fonte: DUPEUX, 2014).....	40
Figura 30: Esquema pela visualização da largura das cânulas (Fonte: DUPEUX, 2014).....	41
Figura 31: Fotografia dos 5 <i>stacks</i> de abertura diferentes (Fonte: DUPEUX, 2014).....	42
Figura 32: Gráfico dos valores de ΔT em função da largura das cânulas.....	42
Figura 33: Fluxos de potência em uma cânula do <i>stack</i>	43
Figura 34: Ciclos termodinâmicos teóricos das partículas.....	44
Figura 35: Fluxos de potência no tubo.....	44

Figure 33: Esquema do protótipo 2 (Fonte: DUPEUX, 2018)	48
Figure 34: Esquema do protótipo 3 (Fonte: DUPEUX, 2018)	48

LISTA DE SÍMBOLOS

P_0	Pressão estática
P_{total}	Pressão total
$p(t)$	Pressão acústica
$p_i(t)$	Pressão acústica da onda i
P_{max}	Valor máximo da pressão acústica
P_{eff}	Pressão efetiva
$P_{i,eff}$	Pressão efetiva da onda i
\vec{I}	Vetor intensidade acústica
\vec{u}	Vetor velocidade das partículas
W_a	Potência acústica
S	Superfície de integração
ΔS	Porção de superfície de integração
\vec{I}_n	Vetor intensidade acústica associada à uma porção de superfície
c_0	Velocidade de propagação de onda
T	Temperatura do meio
ω	Pulsção de onda
f	Frequência sonora
λ	Tamanho de onda
ρ_0	Densidade do meio de propagação
r	Distância à fonte de onda esférica
W	Potência acústica vindo do motor termoacústico
$Q_0, Q'_0, Q''_0, Q_C, Q_H$	Potências térmicas associadas aos trocadores de calor
e_c	Eficiência de Carnot
T_0, T_H, T_C	Temperatura associadas aos trocadores de calor

K	Condutividade térmica do ar
$C_{p,ar}$	Calor específico a pressão constante
ρ_0	Densidade do ar
e	Largura das cânulas
ΔT	Diferença de temperatura no tubo
\dot{q}_c	Potência térmica removida por uma partícula
\dot{w}_s	Potência sonora necessária para comprimir uma partícula
\dot{q}_{cc}	Potência térmica removida por uma cânula
\dot{w}_{sc}	Potência sonora que entra em uma cânula
\dot{W}_s	Potência sonora global da onda produzida pelo alto-falante
\dot{Q}_H	Potência térmica rejeitada do lado quente do refrigerador
\dot{W}_{perdas}	Potência sonora e térmica perdida ao longo do tubo
\dot{Q}_c	Potência térmica tirada do lado frio do refrigerador
T_H	Temperatura do lado quente do refrigerador
T_C	Temperatura do lado frio do refrigerador
η_p	Rendimento de um ciclo termodinâmico de uma partícula
η_c	Rendimento de uma cânula do <i>stack</i>
η_{global}	Rendimento global do <i>stack</i>
η_{carnot}	Rendimento relacionado à teoria de Carnot

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	3
RESUMO	4
ABSTRACT	5
LISTA DE FIGURAS	6
LISTA DE SÍMBOLOS	9
SUMÁRIO.....	11
CAPÍTULO I.....	13
INTRODUÇÃO.....	13
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO.....	13
1.2 UM SISTEMA CLÁSSICO: POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	13
1.3 INTRODUÇÃO À ACÚSTICA.....	15
1.3.1 Princípio físico de som.....	15
1.3.2 Pressão, velocidade da partícula, intensidade e potência sonora.....	16
1.3.3 A velocidade do som.....	18
1.3.4 A frequência, a pulsação, o comprimento de onda e número de onda.....	18
1.3.5 Diferentes tipos de ondas	20
1.3.6 Superposição e ondas estacionárias	21
1.4 ALGUNS DISPOSITIVOS TERMOACÚSTICOS.....	23
1.4.1 O princípio do funcionamento	23
1.4.2 Máquinas termoacústicas de ondas estacionárias	26
1.4.3 Máquinas termoacústicas de ondas progressivas.....	32
CAPÍTULO II.....	35
2.1 PROTÓTIPO 1 PARA A REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA.....	35
2.2 ESTUDO DA POSIÇÃO DO <i>STACK</i> NO TUBO	37
2.2.1 Protocolo	38
2.2.2 Resultados	38
2.3 ESTUDO DA FREQUÊNCIA	39

2.3.1 Protocolo	39
2.3.2 Resultados	40
2.4 ESTUDO DA LARGURA DAS CÂNULAS DO <i>STACK</i>	40
2.4.1 Protocolo	41
2.4.2 Resultados	42
2.4.3 Fluxos de potência	43
CAPÍTULO III	46
CONCLUSÃO	46
3.1 ANÁLISE DO PROTÓTIPO DESENVOLVIDO	46
3.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	47
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	49

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é a ação de resfriar um determinado ambiente de forma controlada, tanto para viabilizar processos e conservar produtos (refrigeração particular, comercial e industrial) ou efetuar climatização para conforto térmico.

Existem vários tipos de sistemas de refrigeração. A maioria deles usa o ciclo termodinâmico de um líquido refrigerante e o mais comum é feito por compressão de vapor.

1.2 UM SISTEMA CLÁSSICO: POR COMPRESSÃO DE VAPOR

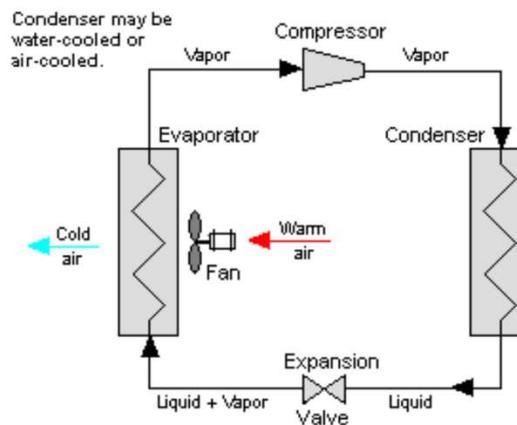


Figura 1: Esquema básico de um sistema de refrigeração (Disponível em https://en.wikipedia.org/wiki/Vapor-compression_refrigeration)

Nesse tipo de ciclo de refrigeração, existem basicamente quatro componentes: um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador, através dos quais passa um fluido refrigerante.

O fluido refrigerante na forma de líquido saturado passa pelo dispositivo de expansão, onde ele é submetido a uma queda de pressão brusca, passando a ter dois estados: predominantemente líquido e, em menor quantidade, gasoso. O fluido refrigerante, nesse

ponto, é denominado de *flash* gás. Logo, o fluido é conduzido para o evaporador, através do qual ele absorverá o calor do ar do ambiente a ser climatizado. Então, ele se torna vapor.

Na saída do evaporador, na forma de gás, é aspirado pelo compressor, que eleva sua pressão e sua temperatura para que possa ser conduzido através do condensador, no qual ele dará o seu calor ao ambiente externo, condensando o fluido e completando o ciclo. O ventilador força a circulação do ar, fazendo com que o ar a ser resfriado atravesse, de forma perpendicular, os tubos aletados da serpentina do evaporador.

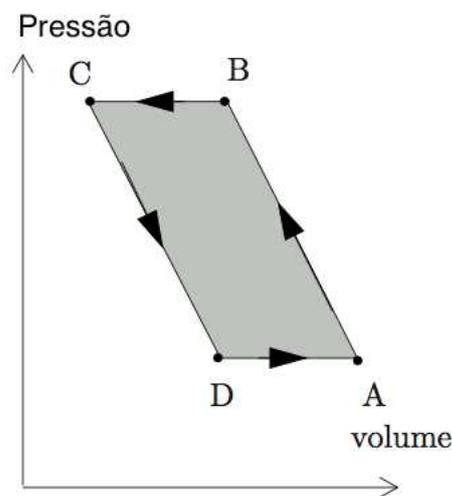


Figura 2: Esquema do ciclo termodinâmico das partículas dentro de stack (Fonte: POIGNAND, 2008)

Basicamente, o objetivo de tal sistema é se aproveitar do fato que um fluido precisa de energia para se vaporizar. O evaporador é simplesmente a parte do dispositivo onde o fluido é injetado a fim que ele absorva o calor do ambiente que está ao redor do evaporador. Assim, a parte do condensador é feita para que o fluido, que se tornou vapor, rejeite o calor dele até voltar à forma de líquido e daí ele é reinjetado na parte do evaporador. O condensador e o dispositivo de expansão só fazem um ajuste de pressão para obter a mudança de estado desejada.

Esse tipo de sistema é muito usado na refrigeração particular e na indústria porque é eficiente, bastante simples e fácil para montar. Porém há uma série de problemas que podem se tornar importantes. Aqui estão os principais:

- Os líquidos refrigerantes: os mais usados são geralmente poluentes e podem ser perigosos. Isso faz que a estanqueidade do circuito e as precauções de instalação sejam cruciais: por exemplo, a amônia tem um cheiro característico e, é irritante quando inalada, e o nariz é geralmente o primeiro a sentir os sintomas da exposição. Caso seja inalada, pode causar tosse, chiado no peito, falta de ar, asfixiar e queimar as vias aéreas superiores. Os clorofluorcarbonos são de forma geral produtos a efeito estufa que são liberados quando as geladeiras são jogadas no lixo.

- As peças em movimento no condensador: elas desenvolvem desgaste, vibrações e barulho. Isso pode incomodar e não combinar com os ambientes especiais como as atmosferas explosivas e quando esta incorporado nos sistemas embarcados.

Uma das alternativas ao sistema de compressão de vapor é a refrigeração termoacústica. É uma tecnologia relativamente recente que foi estudada seriamente a partir do ano 1970 nos Estados Unidos e no Japão. Até os anos 1990, os pesquisadores trabalharam sobre a modelização dos fenômenos termodinâmicos e daí desenvolveram vários dispositivos para melhorar os rendimentos mais tarde. Hoje, há refrigeradores termoacústicos na área da alimentação e da liquefação de gás natural.

Basicamente, o princípio de funcionamento desses sistemas consiste em fazer passar uma onda sonora através de uma estrutura porosa de forma que partes daquela peça resfriem e daí recuperar a temperatura baixa.

A refrigeração termoacústica usa o som como uma fonte de energia então, para entender e estudar essa tecnologia, é preciso definir algumas grandezas acústicas.

1.3 INTRODUÇÃO À ACÚSTICA

1.3.1 Princípio físico de som

O som é uma onda mecânica que produz uma vibração: qualquer elemento material que se move alternadamente gera uma vibração do ar, resultando em compressões, expansões e deslocamentos. Existem dois fenômenos:

- Modificação da pressão.
- Modificação da velocidade das partículas do ar.

Gradualmente, a vibração se espalha de uma molécula para outra: isto é a propagação. Para poder propagar-se, uma onda acústica precisa ter um meio material (o som não se propaga no vácuo):

- nos fluidos, as ondas são longitudinais: o movimento das partículas ocorre na direção da propagação.
- nos sólidos e nas interfases entre 2 fluidos, a presença de forças de cisalhamento devidas à estrutura microscópica desses meios desenvolvem ondas transversais, adicionando-se às ondas longitudinais.

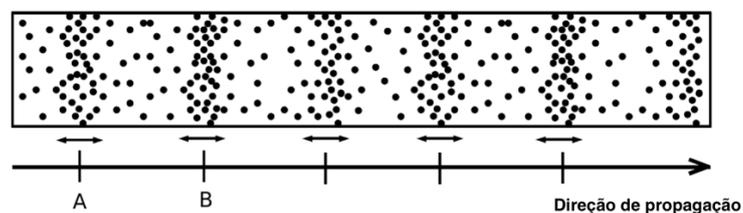


Figura 3: Ondas longitudinais (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

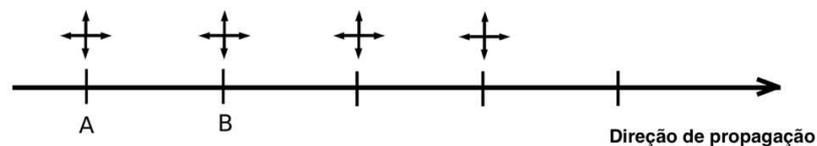


Figura 4: Ondas longitudinais e transversais nos meios sólidos (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

1.3.2 Pressão, velocidade da partícula, intensidade e potência sonora

As vibrações acústicas no ar são basicamente, em um dado ponto, flutuações rápidas da pressão em torno da pressão atmosférica P_0 (pressão estática). Portanto, temos:

$$P_{total} = P_0 + p(t) \quad (\text{Eq. 1})$$

Onde $p(t)$ é a pressão acústica.

O ouvido humano é sensível às flutuações de pressão somente, ou seja, a $p(t)$. Os valores clássicos de P_0 e $p(t)$ são diferentes: a pressão estática P_0 é (sob condições atmosféricas convencionais) igual a $1,013 \cdot 10^5$ Pa, enquanto as flutuações acústicas raramente

excedem algumas dezenas de Pa. Então, usamos o conceito de pressão efetiva P_{eff} entre os tempos t_1 e t_2 , definida por:

$$P_{eff}^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} p^2(t) dt \quad (\text{Eq. 2})$$

No caso de um som puro (uma única frequência, como usaremos no nosso dispositivo), mostramos que a pressão efetiva é:

$$P_{eff} = \frac{P_{max}}{\sqrt{2}} \quad (\text{Eq. 3})$$

A velocidade particular é a velocidade instantânea das partículas de ar, notada como $u(t)$. Vimos que a $p(t)$ é uma quantidade escalar, mas a velocidade da partícula é uma quantidade vetorial (um componente em cada direção do espaço).

Nota bene: é importante não confundir a velocidade particular com a velocidade da propagação. A última quantidade caracteriza a velocidade de propagação da perturbação ($c_0 = 343 \text{ m.s}^{-1}$ no ar), ou seja, um transporte de energia, enquanto a velocidade particular (da ordem de 1 m.s^{-1}) caracteriza um movimento da matéria.

A pressão sonora não é suficiente para descrever completamente uma fonte de som porque não fornece nenhuma indicação da energia acústica total. Apresentamos, portanto, a noção de intensidade acústica. Por definição, a intensidade acústica é a energia acústica que passa por uma unidade de superfície por unidade de tempo. Se trata de um fluxo de potência cujo a unidade é W.m^{-2} . Na prática, vamos nos interessar pelo valor médio em tempo da intensidade instantânea:

$$\vec{I} = p \cdot \vec{u} \quad (\text{Eq. 4})$$

Para conhecer a potência acústica total gerada por uma fonte (alto-falante, por exemplo) através de uma dada superfície S , é necessário integrar o vetor \vec{I} nesta superfície:

$$W_a = \int_S \vec{I} dS \quad (\text{Eq. 5})$$

Na prática, discretizamos o espaço em n parcelas de superfície idênticas ΔS , levando o valor médio da energia que atravessa cada uma dessas parcelas:

$$W_a = \Delta S \sum_n \vec{I}_n \quad (\text{Eq. 6})$$

1.3.3 A velocidade do som

A velocidade do som, geralmente notada c_0 , depende do meio de propagação e do estado dele. No ar, a taxa de propagação depende principalmente da temperatura, temos aproximadamente:

$$c_0 = 20,05 \sqrt{T} \quad (\text{Eq. 7})$$

Onde T é a temperatura em Kelvin.

Temperatura [°C]	c_0 [m.s ⁻¹]
-10 °C	325.2 m.s ⁻¹
0 °C	331.4 m.s ⁻¹
10 °C	337.3 m.s ⁻¹
20 °C	343.2 m.s ⁻¹
30 °C	349.0 m.s ⁻¹

Figura 5: Velocidades do som no ar em função da temperatura (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

NB: Nos sólidos, os dois tipos de ondas (longitudinais e transversais) possuem velocidades diferentes.

1.3.4 A frequência, a pulsação, o comprimento de onda e número de onda

A frequência é o número de flutuações por segundo, dada em Hertz (Hz). O ouvido humano é sensível aos sons entre 20 e 20000 Hz. Existem vários tipos de sons de acordo com seu conteúdo de frequência:

< 20 Hz	20 à 500 Hz	500 à 2000 Hz	2000 à 20000 Hz	> 20000 Hz
Infra-sons	Baixos	Médios	Altos	Ultra-sons

Figura 6: As diferentes faixas de frequências (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

- os sons puros: $p(t)$ varia de forma sinusoidal, a uma frequência f . Um som puro, portanto, contém apenas uma frequência.
- os sons compostos periódicos: o sinal temporal é periódico. Podemos descrever o sinal como a soma de frequências diferentes (soma de vários sons puros). Os sons de um violino ou de uma vogal longa são exemplos de sons compostos periódicos.
- os sons compostos não periódicos: o sinal não é constituído de um padrão repetitivo. Por exemplo, os sons de impacto fazem parte deles.
- o ruído: é uma variação aleatória da pressão do som, sem periodicidade no sinal e sem frequência especificada. O ruído mais comum é o ruído “branco” (mesma energia para todas as frequências).

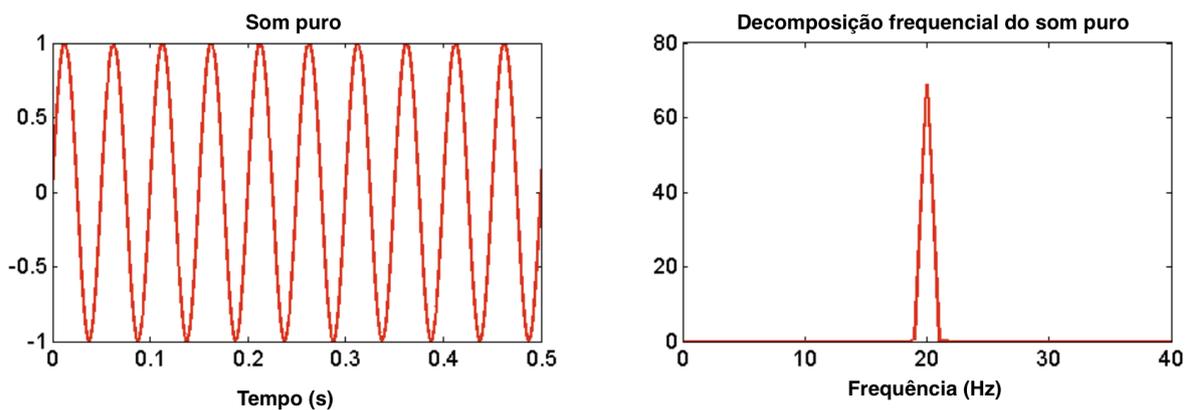


Figura 7: Exemplo de som puro e sua composição frequencial (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

A pulsação ω é ligada à frequência pela seguinte fórmula:

$$\omega = 2\pi f \quad (\text{Eq. 8})$$

A unidade dela é o radian: s^{-1} .

O comprimento de onda λ depende da frequência f e da velocidade do som c_0 :

$$\lambda = \frac{c_0}{f} \quad (\text{Eq. 9})$$

A unidade dela é o metro e ela representa a distância entre duas oscilações consecutivas.

Nota bene: a velocidade de um som depende do material onde ele se propaga, então, para uma mesma frequência, o comprimento da onda depende do material. Por exemplo, por um som de frequência $f = 500 \text{ Hz}$:

No ar:

$$c_0 = 340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \lambda = \frac{c_0}{f} = \frac{340}{500} = 68 \text{ cm} \quad (\text{Eq. 10})$$

Na água:

$$c_0 = 1500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \lambda = \frac{c_0}{f} = \frac{1500}{500} = 3 \text{ cm} \quad (\text{Eq. 11})$$

Então, uma oscilação completa ocorrerá aproximadamente sobre uma distância 20 vezes maior no ar do que na água.

O número de ondas k é definido por:

$$k = \frac{\omega}{c_0} = 2 \frac{\pi}{\lambda} \quad (\text{Eq. 12})$$

A unidade do número de onda é o inverso do metro.

1.3.5 Diferentes tipos de ondas

A frente de onda, também chamada de superfície de onda, é o conjunto de pontos que vibram em fase. Ela é perpendicular à direção da propagação. Existem principalmente dois tipos de ondas: ondas planas e ondas esféricas.

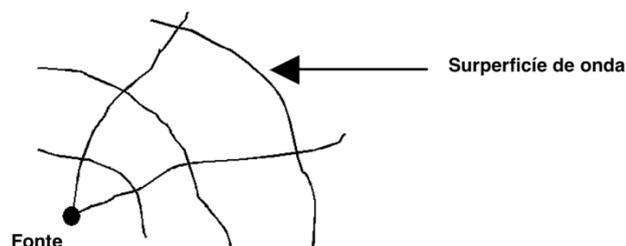


Figura 8: Superfícies de onda (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

Ondas planas:

No caso de ondas planas, as superfícies das ondas são planas. Uma das propriedades delas é que $p(t)$ e $u(t)$ são proporcionais:

$$p(x, t) = \rho_0 c_0 u(x, t) \quad (\text{Eq. 13})$$

Ondas esféricas:

As superfícies são esferas concêntricas. Todas as partículas localizadas em um ponto M vibram com uma amplitude proporcional a $\frac{1}{r}$, r sendo a distância à fonte pontual, e com um atraso de fase $k \cdot r$. A partir de uma certa distância da fonte, podemos considerar que a frente de onda é plana.

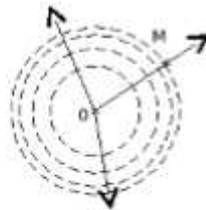


Figura 9: Onda esférica (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

1.3.6 Superposição e ondas estacionárias

Quando n fontes desenvolvem em um ponto A as pressões seguintes $p_1(t)$, $p_2(t)$, ..., $p_n(t)$, a pressão acústica efetiva resultante é:

$$P_{eff}^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} [p_1(t) + p_2(t) + \dots + p_n(t)] dt \quad (\text{Eq. 14})$$

No caso de duas fontes, temos:

$$P_{eff}^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} [p_1(t)^2 + 2p_1(t)p_2(t) + \dots + p_2(t)^2] dt \quad (\text{Eq. 15})$$

- se as duas fontes são independentes, então todos os produtos cruzados são nulos e:

$$P_{eff}^2 = P_{1,eff}^2 + P_{2,eff}^2 \quad (\text{Eq. 16})$$

- se as fontes são dependentes, a integral não é nula (no caso de uma reflexão em um obstáculo). Daí, se os dois sons são puros com amplitudes e fases iguais:

$$p(t) = p_1(t) + p_2(t) = 2p_1(t) \quad (\text{Eq. 17})$$

Então,

$$P_{eff}^2 = 4 \cdot P_{1,eff}^2 \quad (\text{Eq. 18})$$

Este é o caso das ondas estacionárias.

Se p_1 e p_2 têm a mesma amplitude, mas estão em oposição de fase:

$$p(t) = p_1(t) + p_2(t) = 0 \quad (\text{Eq. 19})$$

Então,

$$P_{eff}^2 = 0 \quad (\text{Eq. 20})$$

Este último exemplo mostra o princípio da redução ativa do ruído que consiste em somar a pressão acústica ambiental com a mesma pressão em oposição de fase, de modo a cancelá-lo.

As ondas estacionárias aparecem quando uma onda periódica é produzida em um espaço fechado. Aquela onda se propaga no meio e sofre uma reflexão nas paredes, formando uma onda refletida, propagando-se no sentido inverso, que vai se somar com a primeira onda em cada ponto do meio. De acordo com a localização do ponto, as duas ondas podem estar em fase ou em oposição de fase (em termos do perfil de pressão). Isso desenvolve barrigas e nós de pressão, onde as somas de pressões são respectivamente iguais ao dobro da pressão da onda inicial ou nulas. Onde há um nó de pressão, há uma barriga de velocidade das partículas. Onde há uma barriga de pressão, há um nó de velocidade.

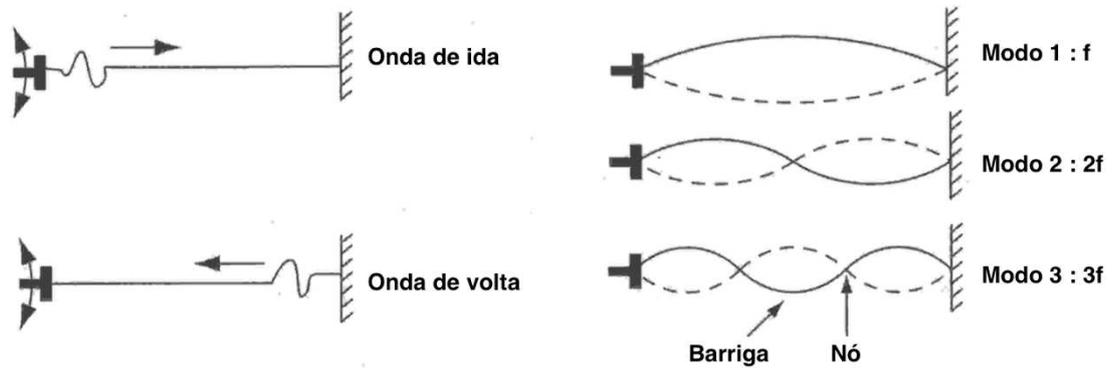


Figura 10: Exemplo de onda estacionária em uma corda (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

Se as posições desses pontos especiais não mudam, significa que a frequência é um dos modos próprios do sistema. Esses modos vêm das propriedades do meio.

1.4 ALGUNS DISPOSITIVOS TERMOACÚSTICOS

1.4.1 O princípio do funcionamento

Um refrigerador termoacústico é um dispositivo capaz de transformar uma potência sonora em uma potência térmica. Existem vários tipos de tal refrigerador, mas o conceito é sempre igual: consiste em fazer passar uma onda sonora através de uma estrutura chamada de *stack*, que apresenta cânulas finas paralelas à direção de propagação do som. Essa peça fica em um espaço fechado e as vibrações das partículas de fluido presentes dentro daquela peça sofrem um deslocamento alternado e ciclos de compressões-expansões de tal maneira que o *stack* vai aquecendo de um lado e resfriando do outro.

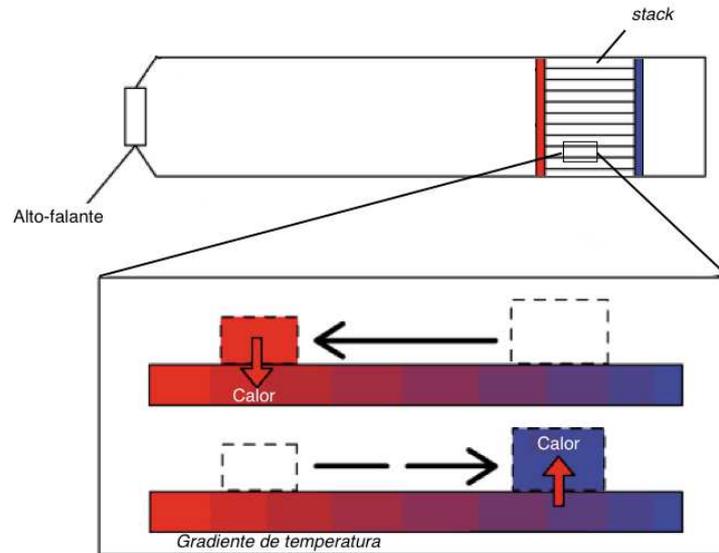


Figure 11: O gradiente de temperatura dentro das câmulas do stack (Disponível em: <http://www.savoirs.essonne.fr/thematiques/les-technologies/energies/la-refrigeration-thermoacoustique/>)

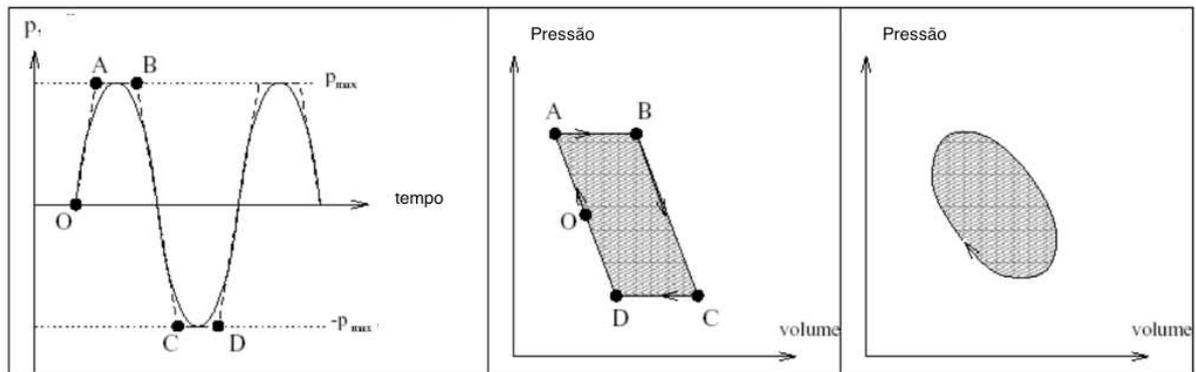


Figura 12: O ciclo termodinâmico das partículas de fluido (Fonte: Xavier Vuylsteke, 2012)

Aqui está a montagem a mais simples (e aquela que será usada nesse trabalho) do refrigerador termoacústico. Ela é feita de um tubo fechado de um lado, na entrada do qual tem uma fonte sonora controlada e dentro do qual tem o *stack* (cuja fabricação será tratada em um outro parágrafo). A onda sonora tem que ser estacionária para que a refrigeração aconteça.

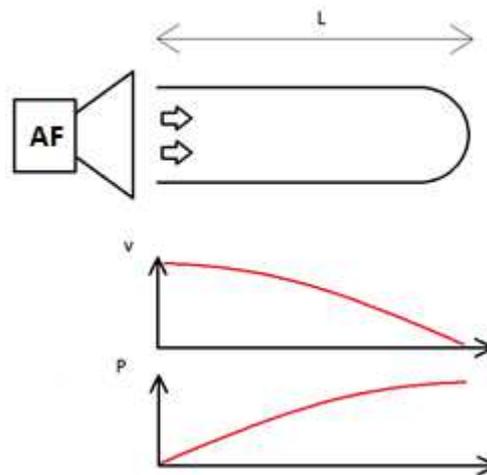


Figura 13: Os perfis de velocidade e de pressão dinâmica no caso de uma onda estacionária (Fonte: DUPEUX, 2014)

Isso permite obter campos fixos de velocidade das partículas e de pressão dinâmica, como podemos ver no caso simples de um alto-falante colocado na frente de um tubo fechado, na figura acima. Esse dispositivo ajuda a onda estacionária a se estabelecer porque, no fundo do tubo, as partículas não podem vibrar por causa da parede. Daí um nó de velocidade e uma barriga de pressão se desenvolvem.

As trocas de calor que são a origem do funcionamento são maiores nessa situação porque isso dobra as pressões em todos os pontos atingidos pela onda. Podemos ver que esses campos têm a forma de um quarto de tamanho de onda. É porque a primeira frequência de onda estacionária é aquela que dá uma onda refletida igual à incidente: então tem que ser a metade da metade de λ . É o quarto de λ .

Os deslocamentos e as variações de pressão aconteceriam mesmo sem *stack*, mas este permite aproveitar o aquecimento de cada partícula no momento em que ela sofre uma compressão. De fato, cada partícula entre o alto-falante e o fundo sofre um movimento de vaivém de pequena amplitude (igual a λ). Sem o som, ela ficaria no meio do caminho que ela faz por causa do som. Então ela sofre uma expansão na direção do alto-falante, e uma compressão na direção do fundo do tubo. A cada expansão, a sua temperatura se reduz até que ocorra uma troca de calor entre ela e a cânula do *stack*. Pois ela sofre a compressão até aquecer e dar o seu calor para a cânula. Assim ela “rouba” o calor do lado esquerdo do *stack* (na figura acima) e ela dá esse calor ao lado direito. Então, acontece progressivamente uma remoção do calor para o fundo do *stack*. Assim, a refrigeração acontece do lado do alto-falante.

Esse dispositivo básico funciona com uma onda estacionária, porém não é o caso de todos. Na verdade, é possível dissociar máquinas termoacústicas em duas classes: máquinas de ondas progressivas e máquinas de ondas estacionárias. A principal diferença entre as duas classes de máquinas está relacionada com defasagem entre as vibrações e as oscilações de temperatura das partículas e, conseqüentemente, com a natureza do ciclo termodinâmico delas.

1.4.2 Máquinas termoacústicas de ondas estacionárias

O STAR (*Space ThermoAcoustic Refrigerator*) é uma geladeira termoacústica que foi desenvolvida pela equipe de Steve Garret na *Penn State University*. Ela foi embarcada na aeronave espacial *Shuttle Discovery* (STS-42) em 1992. A geometria do tubo é bem diferente daquele anteriormente encontrado. O ressonador desta máquina é preenchido com uma mistura de Helium-Argônio sob uma pressão estática de 10 bar. Um alto-falante eletrodinâmico gera uma onda acústica de frequência 400 Hz no ressonador. Ela atinge uma eficiência de 20% em relação à de Carnot.

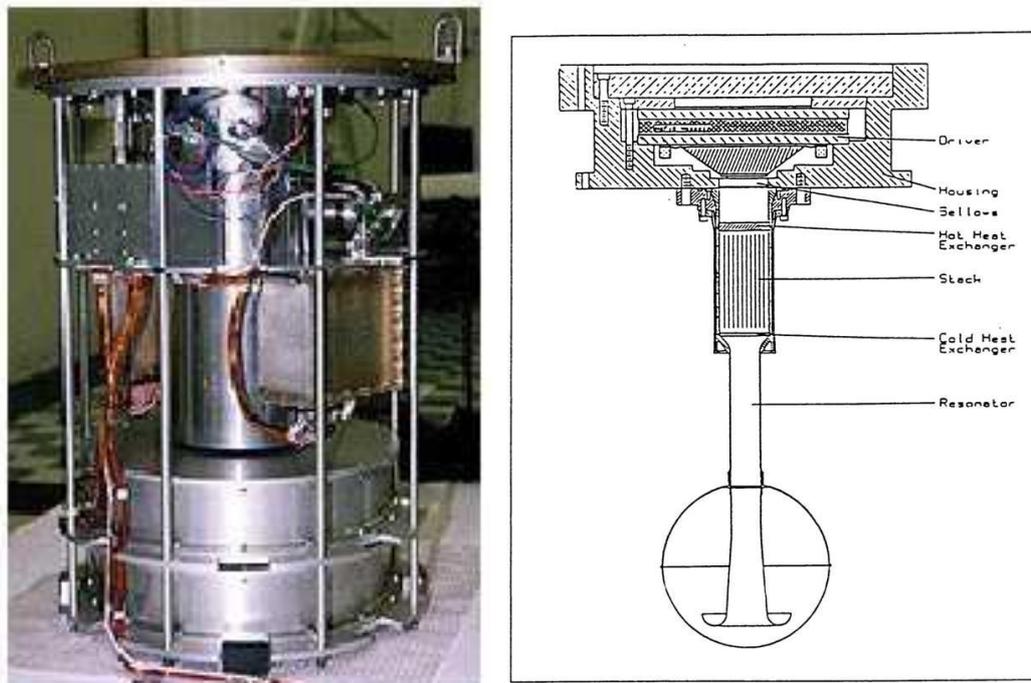


Figura 14: Fotografia e esquema do Space ThermoAcoustic Refrigerator (Fonte: PENELET, 2014)

O TALSAR (*ThermoAcoustic for Life Science Refrigerator*) é relativamente próximo do STAR, exceto que consiste em dois empilhamentos de placas sobrepostas em um tubo em cada extremidade da qual um alto-falante faz a transferência de energia acústica. Nesta configuração, uma "superfície de dissipação" corresponde a uma área de produção dupla (dois empilhamento). Esta máquina, capaz de extrair 200 W em uma câmara fria a 4°C para uma eficiência relativa de 42%, foi instalada em um navio militar Destruidor de classe Spruance USS Deyo (DD 989), em 1995, para arrefecer conjuntos de equipamentos eletrônicos.

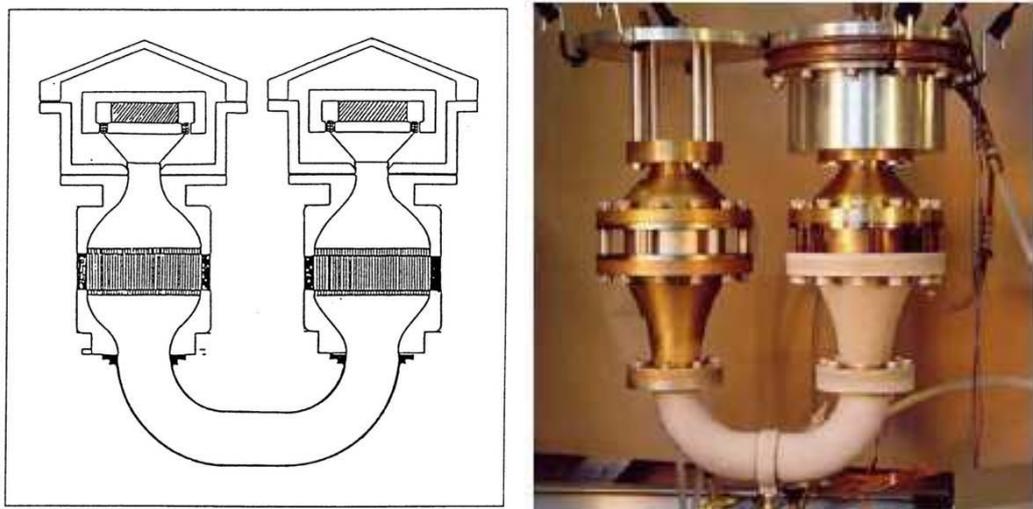


Figura 15: Fotografia e esquema do *ThermoAcoustic for Life Science Refrigerator* (Fonte: PENELET, 2014)

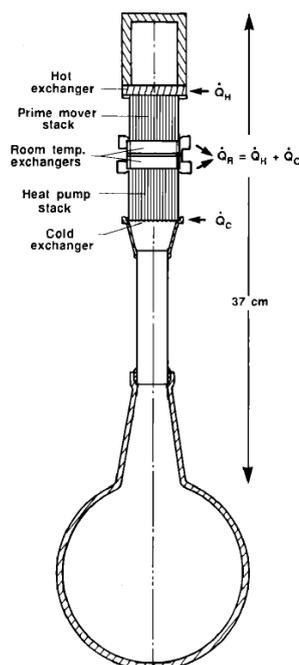


Figura 16: Esquema do "beer cooler" (Fonte: PENELET, 2014)

O *Beer Cooler* é uma máquina de demonstração projetada em *Los Alamos National Laboratory*, em 1980. Duas pilhas estão alojadas no mesmo ressonador, uma operando como motor e outra na geladeira. O ressonador é preenchido com hélio abaixo de 3 barras. Quando o trocador quente da parte do motor atinge uma temperatura suficientemente alta (cerca de 400 ° C), o trocador frio atinge uma temperatura abaixo de 0 ° C, permitindo assim resfriar uma lata de refrigerante que estaria colocada em um tanque isolado conectado à parte de baixo. O funcionamento de pilha como um motor será tratado a seguir.

O refrigerador termoacústico para a liquefação de gás natural:

Existem muitas variedades de sistemas de refrigeração termoacústica aquecida. No caso a seguir, consideramos um motor híbrido toroidal termoacústico-Stirling que alimenta um refrigerador de tubo de pulso de orifício termoacústico. Esse dispositivo é carregado com hélio e tem por objetivo resfriar até liquefazer o gás natural produzido por uma unidade de extração. O conceito geral é de usar duas pilhas, uma primeira (como um motor) para produzir o som a partir de uma diferença de temperatura produzida pela queima de uma parte do gás e uma segunda para produzir a potência térmica a partir do som criado pela primeira. Assim, as duas pilhas são chamadas de “regeneradores”. As partes (a) e (b) da figura abaixo mostram a ressonância de meia onda presente no aparelho ilustrado pelo esquema em (c), onde o motor está na parte superior e o refrigerador está na parte inferior. Os trocadores de calor (HX) e um regenerador no motor convertem parte da potência de calor (Q_H) da queima de gás natural a uma temperatura quente (T_H) em potência acústica (W), rejeitando a potência de calor residual (Q_0) graças a um trocador de calor a fluxo de água a temperatura ambiente (T_0). A energia acústica é consumida pelo refrigerador, que a usa para tirar o calor (Q_C) de uma carga de gás natural. O refrigerador rejeita o calor residual ($Q_0 + Q_0'$) para um trocador de calor de água. Cada um dos trocadores é de tubo de aletas, e é aberto para deixar a onda passar. Cada regenerador geralmente consiste em um empilhamento de folhas de aço inoxidável, que suporta o perfil de temperatura entre os dois trocadores adjacentes.

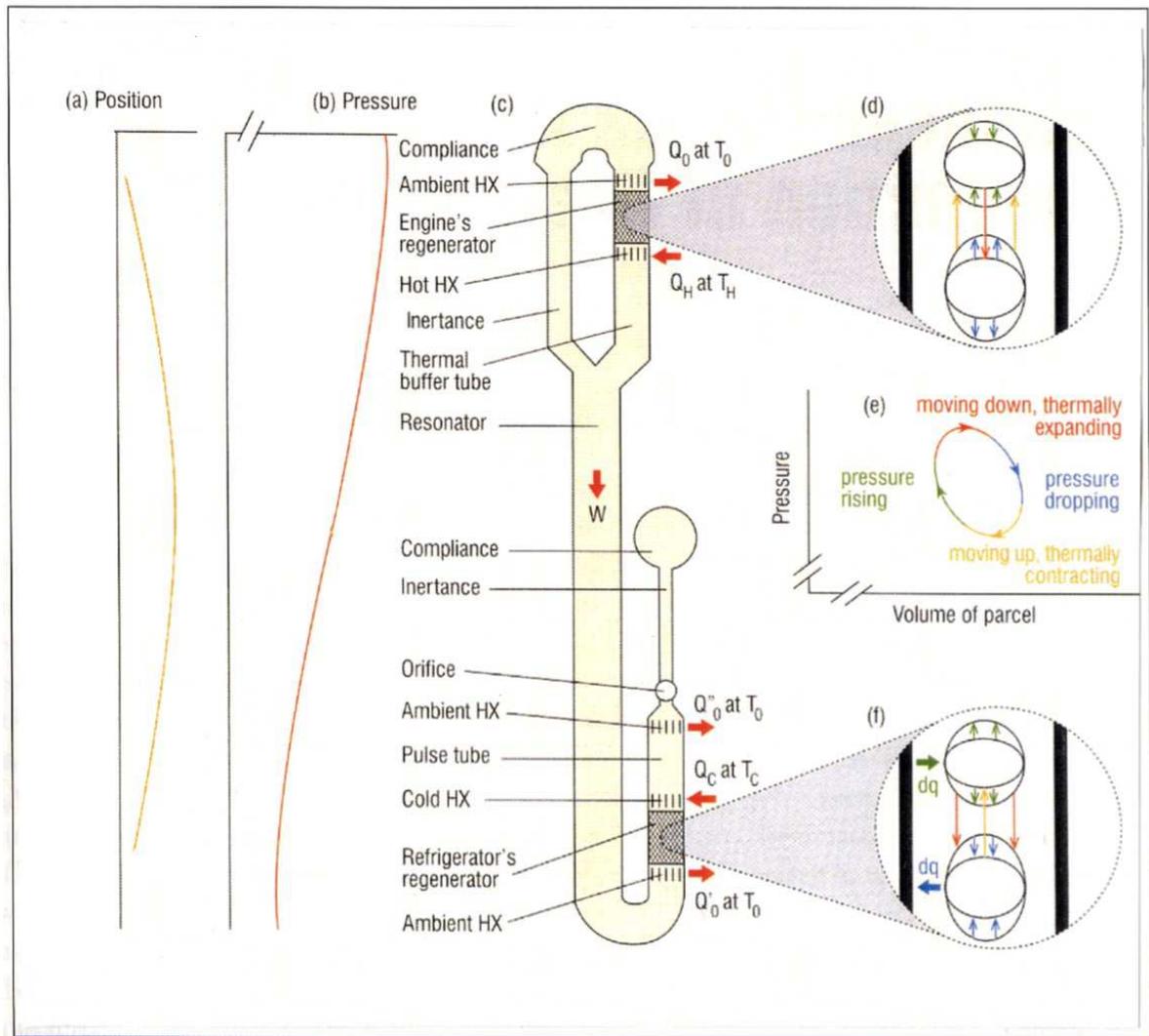


Figure 17: Esquema do refrigerador termoacústico atual em uma unidade de produção de gás natural em Denver (Fonte: SWIFT, 1997)

Uma das dimensões mais importantes em um dispositivo termoacústico é o comprimento do seu ressonador, que, juntamente com a velocidade do som no hélio, determina a frequência de operação. Esse comprimento geralmente varia de 10cm a 10m para os sistemas experimentais mais simples. O ressonador ilustrado na figura usa uma meia onda estacionária, mostrada esquematicamente nas partes (a) e (b) (mas sem detalhes da onda dentro do motor e do refrigerador). Esta onda aparece espontaneamente desde que a temperatura no permutador de calor quente do motor seja suficientemente alta. Nas partes (a) e (b), as curvas mostram os perfis das pressões e dos deslocamentos das partículas de hélio.

No motor:

A primeira lei da termodinâmica determina que:

$$W + Q_0 = Q_H \quad (\text{Eq. 21})$$

A segunda lei mostra que a eficiência do motor W/Q_H é delimitada pela eficiência de Carnot:

$$e_c = 1 - T_0/T_H \quad (\text{Eq. 22})$$

O motor termoacústico mais eficiente até o momento alcançou 40% da eficiência de Carnot, enquanto o mais poderoso produziu 17kW de potência acústica.

No refrigerador:

Da mesma forma, a primeira lei da termodinâmica determina que:

$$W + Q_C = Q'_0 + Q''_0 \quad (\text{Eq. 23})$$

A segunda lei mostra que a eficiência Q_C/W , é delimitada pela expressão de Carnot $\frac{T_C}{T_0 - T_C}$. O refrigerador de tubo de pulso de orifício termoacústico mais eficiente até hoje alcançou 25% deste limite de Carnot.

A largura das cânulas:

A largura das cânulas nos regeneradores determina a eficiência da troca de calor entre os regeneradores e o hélio em movimento. De fato, para que essas trocas de calor aconteçam da melhor forma possível, é necessário que essa largura seja do tamanho da espessura da camada limite térmica. Essa espessura traduz a distância às paredes de um regenerador na qual o calor é trocado. Ela depende da velocidade das partículas e então da frequência e do fluido. Uma análise da literatura associada dá a formula seguinte por essa espessura limite:

$$\delta_K = \sqrt{\frac{K}{\pi \cdot C_{p_{ar}} \cdot \rho_{ar} \cdot f}} \quad (\text{Eq. 24})$$

Onde K é a condutividade térmica do hélio, ρ a sua densidade, $C_{p,ar}$ é o seu calor específico isobárico mássico, e f é a frequência da oscilação acústica. δ_K é a distância que o calor pode difundir através do hélio durante um tempo $\frac{1}{\pi f}$. Nos sistemas termoacústicos atuais, δ_K é tipicamente uma fração de milímetro. Porém, a modelização de onde vem essa formula tem limites. O estudo disso faz parte do capítulo II.

O funcionamento do refrigerador:

A parte (f) do esquema mostra uma partícula típica de hélio enquanto oscila em posição, pressão, temperatura e densidade, trocando calor (dq) com o regenerador. Na parte inferior do seu movimento, a partícula gasosa rejeita o calor (dq) para o regenerador, porque a pressão aumenta. Da mesma forma, na parte superior do seu movimento, ele absorve o calor (dq) do regenerador, porque a pressão reduz lá. Assim, durante cada ciclo da onda acústica, todas as partículas de hélio dentro do regenerador fazem crescer o gradiente de temperatura tendo um comportamento semelhante. Basicamente, o hélio é o intermediário entre a potência acústica e a potência térmica. Ele consome a energia da onda sonora, sendo comprimido e expandido localmente, e as placas do regenerador absorvem ou perdem localmente o calor produzido assim. A potência acústica resultante absorvida pelo hélio é fornecida pelo motor termoacústico, transmitida para o refrigerador através da onda no ressonador. O princípio básico do funcionamento do refrigerador de tubo de pulso é muito semelhante ao do motor termoacústico.

O funcionamento do motor:

Na parte (d), podemos ver a vibração de uma partícula de hélio no regenerador do motor. Enquanto o hélio está se movendo para baixo, encontra-se com os lugares os mais quentes do regenerador, de modo que ele absorve o calor, se expande e fica mais leve então ele sobe. Enquanto o hélio se move para cima, ele rejeita o calor para os trocadores, se contrai e daí desce até fechar o ciclo termoacústico. Na parte (e) do esquema, podemos ver a evolução de uma tal partícula de hélio no gráfico pressão-volume. É o ciclo motor. Este processo depende do tempo correto entre movimento e pressão, que é mantido por efeitos inerciais nas cânulas do regenerador. O movimento de vai-vem das partículas acontecem à

frequência de ressonância. Isso é a fonte de potência acústica e é, então, a origem da produção da onda sonora.



Figure 18: Fotografia do dispositivo de liquefação de gás (Fonte: SWIFT, 1997)

1.4.3 Máquinas termoacústicas de ondas progressivas

Esses dispositivos são concebidos para obter o melhor desvio de fase possível entre os perfis de deslocamento e os de pressão no trocador. Assim, uma ideia notável foi proposta em 1979 por Ceperley, consistindo em fazer uso de um tubo guia de ondas anular para favorecer

o desenvolvimento de uma onda progressiva. O refrigerador de ondas progressivas opera convertendo a energia calorífica em energia acústica por um motor termoacústico de ondas itinerantes. A máquina completa era então alimentada por fonte de calor (como o liquefator de gás) e não por fonte acústica. A onda progressiva gerada no tubo é tal que o comprimento de onda corresponde ao comprimento desenrolado do ressonador.

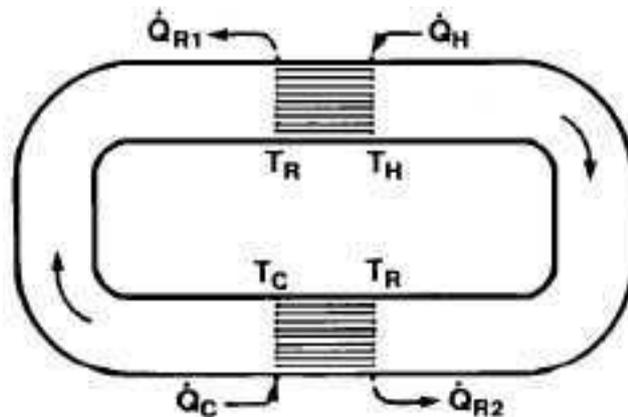


Figura 19: Esquema da máquina termoacústica tri-térmica de onda progressiva proposta por Ceperley em 1979 (Fonte: PENELET, 2014)

O Ceperley tentou desenvolver esse tipo de máquina sem conseguir, mas anos mais tarde, outros pesquisadores conseguiram, Backhaus e Swift, e apresentaram um protótipo de uma máquina termoacústica Stirling que conseguiu gerar um poder acústico considerável e, além disso, multiplicar pelo fator dois os rendimentos obtidos até agora com sistemas de ondas estacionárias, usando um regenerador colocado em um “loop”. Muitas máquinas deste tipo foram desenvolvidas, mas o trabalho de otimização e de boa compreensão dessas máquinas ainda está em andamento.

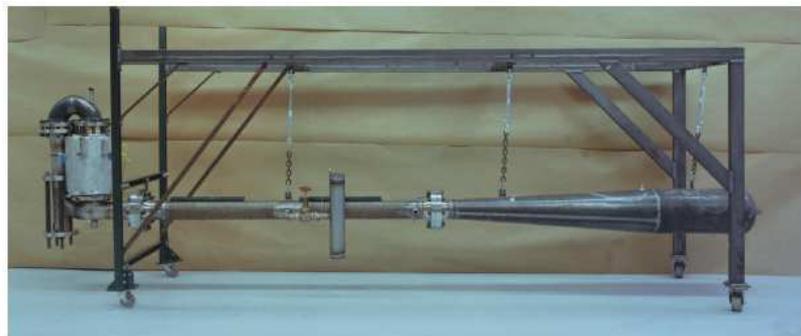


Figura 20: Fotografia do *ThermoAcoustic Stirling Heat Engine* (Fonte: PENELET, 2014)

Aqui está um dos protótipos desenvolvidos pela Swift e Backhaus. De forma muito esquemática, esta máquina consiste em um ressonador de quartas ondas (ou seja, a frequência

de auto-oscilações da onda gerada é tal que o comprimento de onda λ é 4 vezes o comprimento da guia de onda direita) conectado para um *loop* no qual é colocado o regenerador. É a própria existência deste *loop* que torna possível obter uma onda progressiva. Esta máquina, que contém hélio sob 30 bar, permite gerar uma potência acústica de mais de 700 W, para um rendimento de 30%, ou seja, 42% do rendimento de Carnot.

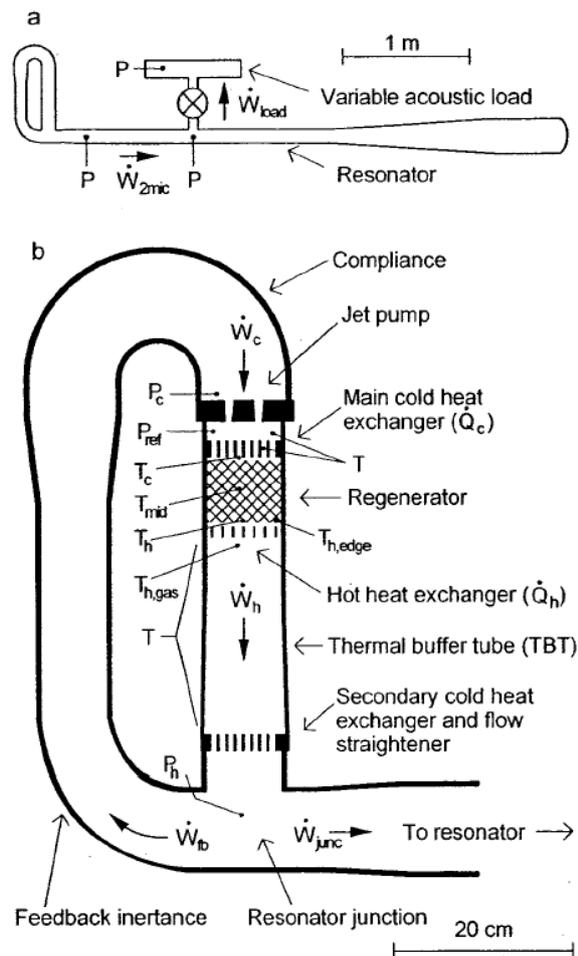


Figura 21: Esquema do *ThermoAcoustic Stirling Heat Engine* (Fonte: PENELET, 2014)

Enfim, vimos que a refrigeração termoacústica é interessante por ter algumas vantagens:

- alguns dispositivos têm rendimentos relativamente altos, são de boa confiabilidade e de manutenção fácil por não ter peça em movimento;
- ela não é poluente;
- a construção pode ser simples.

Além disso, essas tecnologias são fáceis para miniaturizar, o que pode ser crucial nas áreas dos sistemas embarcados.

CAPÍTULO II

2.1 PROTÓTIPO 1 PARA A REFRIGERAÇÃO TERMOACÚSTICA

Durante a graduação em engenharia mecânica, tivemos a oportunidade de estudar a refrigeração termoacústica antes de começar o estudo de TCC. Dois estudos em dois anos foram realizados com um dispositivo simples construído para isso. O objetivo era estudar separadamente a influência dos valores de três grandezas importantes naquele sistema. O refrigerador executado era da forma mais simples conhecida para observar o fenômeno da primeira montagem descrita no parágrafo de apresentação dos dispositivos existentes. Esse refrigerador demonstrativo funciona com uma onda estacionária e o comprimento do tubo era de $L=17,7\text{cm}$ então, sabendo que a menor frequência de onda estacionária é aquela que respeita:

$$L = \frac{\lambda}{4} = \frac{c_0}{4f} \Rightarrow f = \frac{c_0}{4L} = 481\text{Hz} \quad (\text{Eq. 25})$$

A frequência de trabalho devia ser 481Hz.

A bancada foi desenvolvido para fazer a medição da temperatura do lado superior (quente) e do lado inferior (refrigerado). A diferença de temperatura ΔT entre os dois pontos de medição foi associada à eficiência do sistema.

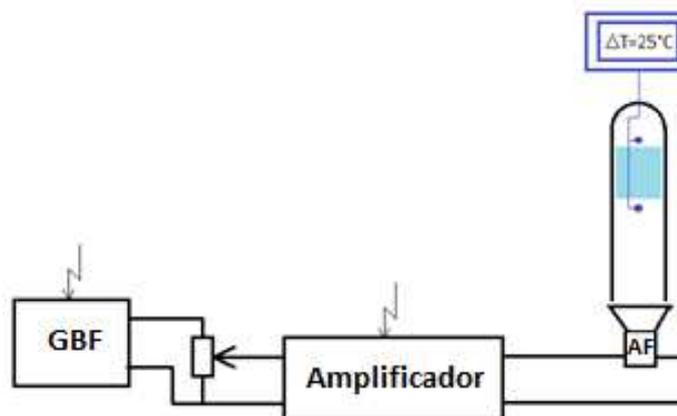


Figura 22: Esquema da bancada de experimentação dos estudos precedentes (Fonte: DUPEUX, 2014)

Os equipamentos necessários foram comprados pessoalmente (o alto-falante, o tubo de ensaio e o termômetro de dupla saída), exceto pelo gerador de sinal que fornece a frequência de trabalho f , que foi empréstimo da universidade. O amplificador e o *stack* foram construídos para a bancada.

O *stack* foi construído com uma forma cilíndrica e é instalado concêntrico ao tubo. Ele foi feito por colagem de fios de pesca sobre folhas de plástico e por enrolamento do conjunto. Assim, as cânulas dessa estrutura têm uma largura igual ao diâmetro do fio escolhido. O fio de pesca foi justamente usado nesse processo por ter um diâmetro bem fino e fiável. De fato, como vimos precedentemente, essa largura determina a qualidade da troca de calor entre o fluido e o *stack*. Porém, o parâmetro certo da camada limite térmica foi ignorado por enquanto e o fio usado era de 0,4mm. O *stack* tinha um comprimento de 4cm.

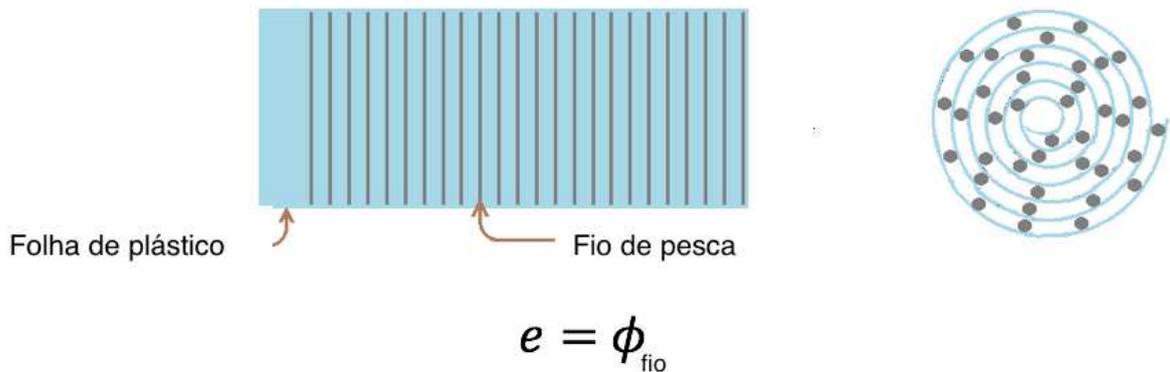


Figure 23: Esquema da fabricação do *stack* por enrolamento de folha de plástico (Fonte: DUPEUX, 2014)



Figura 24: Fotografia da bancada real (Fonte: DUPEUX, 2014)



Figura 25: Fotografia de dentro do alto-falante e do tubo instrumentado (Fonte: DUPEUX, 2014)

As grandezas cujas influências sobre a eficiência foram estudadas foram a frequência sonora de trabalho f , a posição do *stack* no tubo e a largura das cânulas do *stack*. Conseqüentemente, o sistema para poder mexer essas grandezas separadamente e de modo controlado foram arrumados a fim de medir a evolução de ΔT .

2.2 ESTUDO DA POSIÇÃO DO STACK NO TUBO

O objetivo desse estudo foi saber onde o *stack* devia estar em relação aos perfis de pressão e de velocidade para ser o mais eficiente, uma vez a onda estacionária estabelecida.

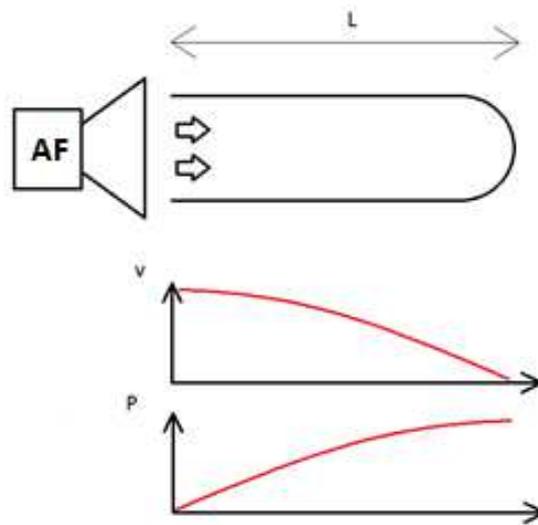


Figure 26: Os perfis de velocidade e de pressão dinâmica no caso de uma onda estacionária (Fonte: DUPEUX, 2014)

2.2.1 Protocolo

O tubo de ensaio foi marcado regularmente (a cada 5mm) e os experimentos foram feitos por cada altura do *stack*, medindo as temperaturas de cada lado dele. As outras condições de trabalho não foram mexidas para evitar qualquer outra influência. A frequência de trabalho f , o nível sonoro (o que é a energia pretendida) e a posição de alto-falante permaneceram iguais.

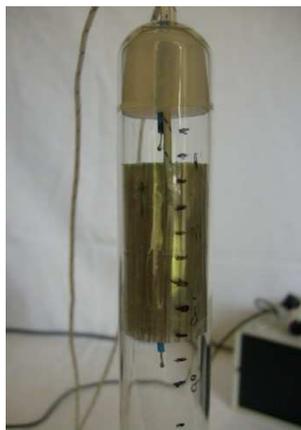


Figure 27: Parte da cima do tubo, marcado por várias posições do stack (Fonte: DUPEUX, 2014)

2.2.2 Resultados

Aqui está a evolução de ΔT em função da altura do *stack*.

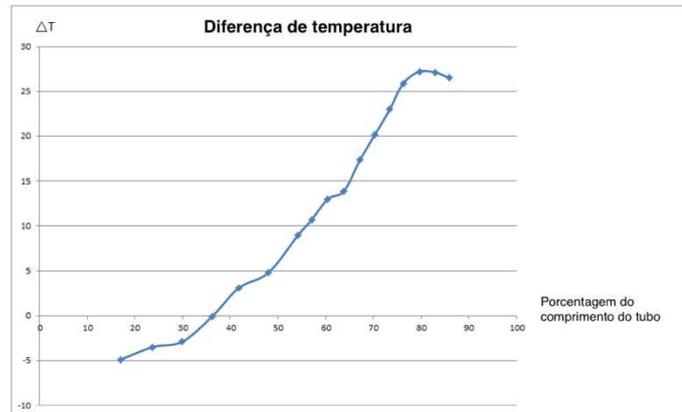


Figura 28: Gráfico representando ΔT em função da posição do *stack* (Fonte: DUPEUX, 2014)

A escala em abscissa é em porcentagem em relação ao comprimento total do tubo. Significa que 100% é a posição no fundo dele, e que 0% corresponde à entrada dele. A curva começa em 15% porque é a primeira posição onde o *stack* está completamente enfiado.

Mostramos que quanto mais o *stack* está próximo do fundo, maior é a diferença de temperatura. Significa que a troca de calor é melhor quando o *stack* está no lugar do maior gradiente de velocidade e da maior pressão dinâmica. O decréscimo da curva após 80% do comprimento do tubo pode ser devido à temperatura relativamente alta do ar do lado quente. Isso significa que o ar quente troca calor por convecção com o ar que vibra dentro do *stack*, por ser confinado. Dai o ar perto do sensor de temperatura baixa aquece um pouco então ΔT diminui.

2.3 ESTUDO DA FREQUÊNCIA

Esse estudo foi o mais simples. O objetivo era observar se o banco produz refrigeração quando a onda não é estacionária.

2.3.1 Protocolo

Os testes de frequência foram feitos com todas as outras grandezas constantes. A frequência do som foi mexida com o gerador de sinal de jeito regular, deixando um tempo de adaptação ao sistema para que as temperaturas se estabeleçam e testando a série de frequências nos dois sentidos.

2.3.2 Resultados

Aqui está a evolução de ΔT em função da frequência sonora.

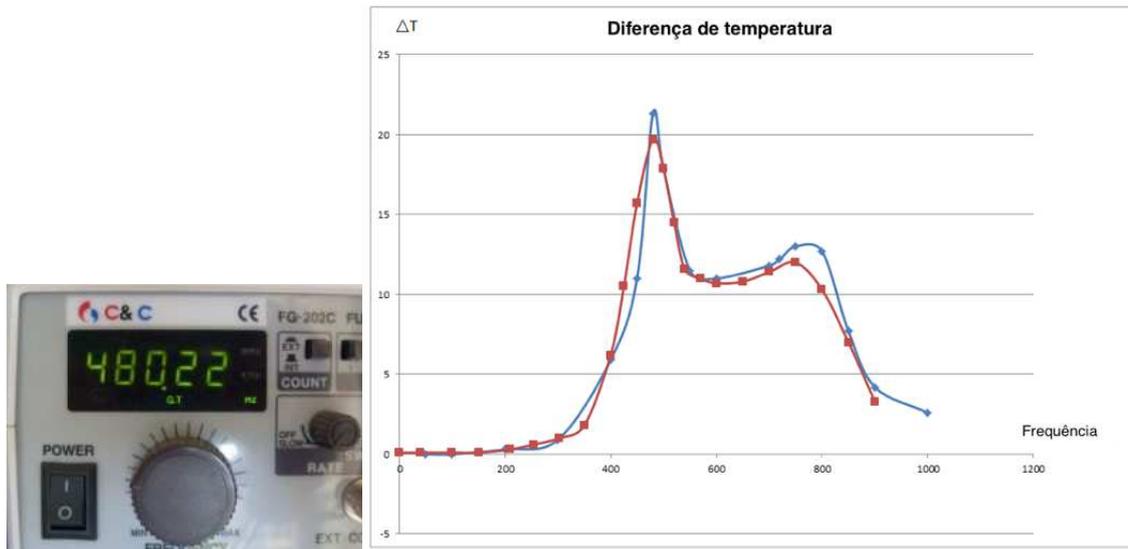


Figura 29: Fotografia do gerador de sinal e evolução de ΔT em função da frequência sonora (Fonte: DUPEUX, 2014)

A maior eficiência do sistema é obtida quando a frequência desenvolve uma onda estacionária dentro do tubo. Isso faz plenamente sentido com a teoria, porém tem um segundo máximo local de eficiência em uma frequência inesperada que não corresponde a um segundo modo de vibração do sistema. Esse fenômeno pode ser devido ao comportamento visco-elástico (como blocos de geleia) dos dois volumes de ar de cada lado do *stack*, que constitui um sistema oscilador mais complexo.

2.4 ESTUDO DA LARGURA DAS CÂNULAS DO STACK

Essa largura, notada e , é o espaço presente entre as paredes das cânulas dentro das quais as partículas de ar vibram.

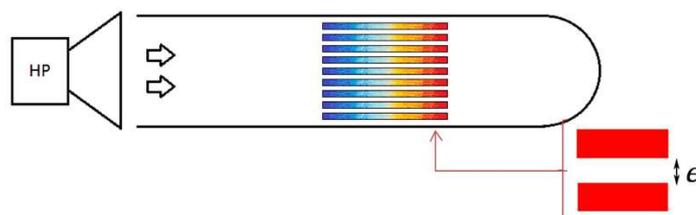


Figura 30: Esquema pela visualização da largura das cânulas (Fonte: DUPEUX, 2014)

Esse parâmetro é muito importante porque existe um valor teórico ideal dele, notado δ_K , que corresponde à camada limite térmica dentro da qual as trocas de calor são significativas. Significa que se o *stack* fosse com cânulas mais largas, no meio de cada uma, uma parte das partículas sofreriam compressões sem poder trocar calor com as paredes internas do *stack*, e então o rendimento ficaria menor. Pode ser encontrada uma modelização desse fenômeno na literatura científica que apresenta a fórmula da espessura ideal seguinte:

$$\delta_K = \sqrt{\frac{K}{\pi \cdot C_{p,ar} \cdot \rho_{ar} \cdot f}} \quad (\text{Eq. 26})$$

(Fonte: SWIFT, G., *Design and Testing of Prototyped Stacks for Thermoacoustic Applications*)

K: condutividade do ar

f: frequência sonora

ρ : densidade do ar

$c_{p,ar}$: calor específico a pressão constante

Pelo ar e com a nossa frequência, esse valor era de 0,1mm.

2.4.1 Protocolo

Vários *stacks* diferentes em termos abertura foram realizados, usando cinco fios de pesca de diâmetros diferentes entre 0,25 e 1mm (mas folhas de plástico de espessura iguais) e seguindo o mesmo processo do que precedentemente. Não foi feito nenhum *stack* com fio de diâmetro menor (mais perto de $\delta_K = 0,1\text{mm}$), devido à dificuldade de execução à mão nesse nível de precisão, e porque um fio tão fino não pode ser colado sem grudar completamente.

Aqui estão os *stacks* na ordem de e crescente:

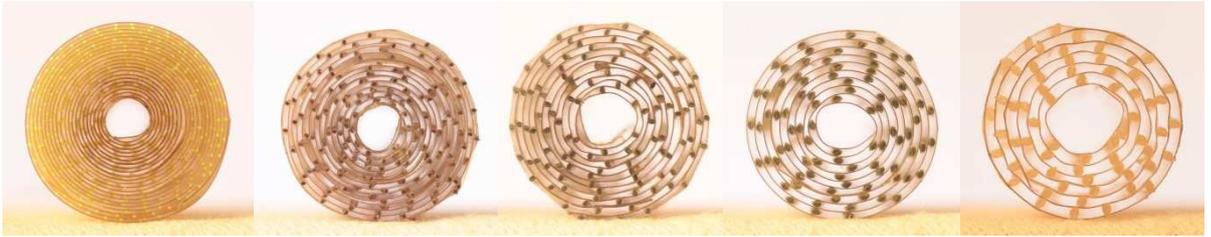


Figura 31: Fotografia dos 5 stacks de abertura diferentes (Fonte: DUPEUX, 2014)

2.4.2 Resultados

Apresentamos a seguir a evolução da eficiência em função da espessura das cânulas do *stack*:

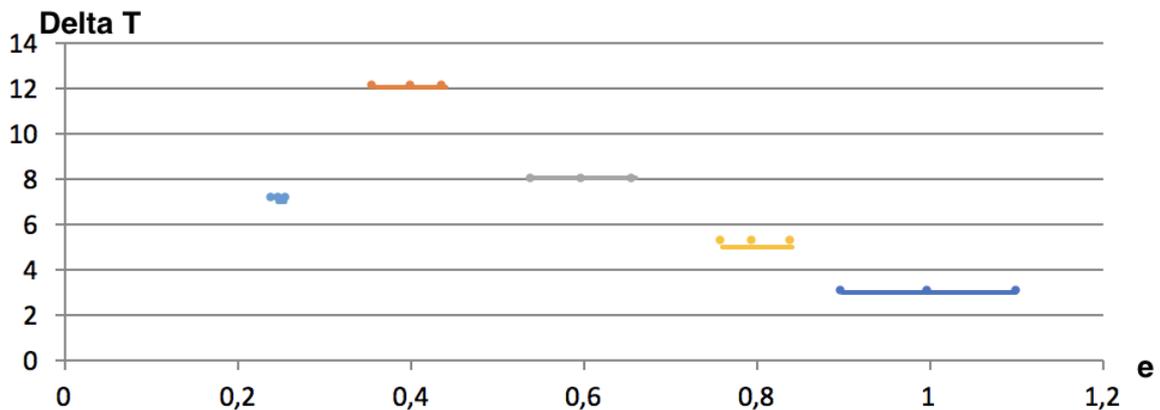


Figura 32: Gráfico dos valores de ΔT em função da largura das cânulas

O uso de 3 pontos ao invés de 1 só é devido à incerteza que tem sobre o tamanho das cânulas. Quando nos olhamos os *stacks*, é fácil perceber que tem uma certa irregularidade das cânulas. Algumas são esmagadas, outras não e isso faz com que elas não tenham o tamanho exato requerido.

Podemos ver que os resultados obtidos são diferentes daqueles esperados porque ΔT deveria ser maior pelo menor valor da espessura (0,25mm). A suposição feita é que essa fórmula tenha um certo limite: ela parece certa desde que o *stack* não esteja fechado demais para deixar a onda passar. De fato, essa queda de eficiência pode ser devida ao comportamento do *stack* como uma tampinha: a onda não faz vibrar as partículas porque ela é refletida. Talvez que estejamos em casos críticos por esses parâmetros. Podemos supor que não tem a ver com a colagem dos fios na folha de plástico, de fato, ela é de baixa viscosidade e consegue colar o fio por capilaridade sem fazer gotas grossas.

2.4.3 Fluxos de potência

Para entender melhor o que acontece durante o experimento em termos de potência no *stack*, temos que modelizar um pouco o fenômeno. Os fluxos de potência sonora e térmicas por uma cânula do *stack* são representados na figura seguinte:

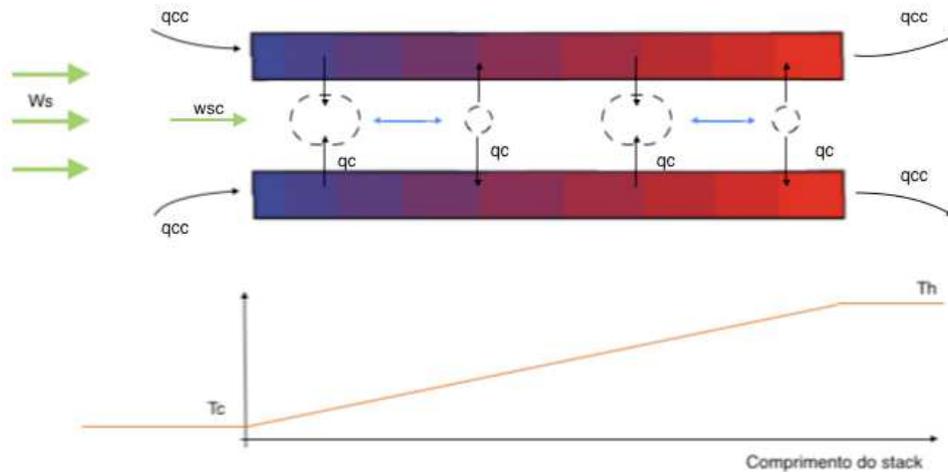


Figura 33: Fluxos de potência em uma cânula do stack

É importante entender que a potência sonora global \dot{w}_s se divide nas cânulas do stack e cada partícula consome um pouco dessa fonte energética para vibrar. Assim, cada cânula gera uma certa porção da remoção do calor para o lado quente.

Dai, o rendimento térmico da vibração de uma partícula é:

$$\eta_{partícula} = \frac{\dot{q}_c}{\dot{w}_s} \quad (\text{Eq. 27})$$

Onde \dot{q}_c é a potência térmica removida por uma partícula para o lado quente (essa grandeza é influenciada pela abertura do stack) e \dot{w}_s é a potência sonora necessária para comprimir uma partícula (essa grandeza depende do lugar do stack porque os perfis de pressão e velocidade de partícula são fixos).

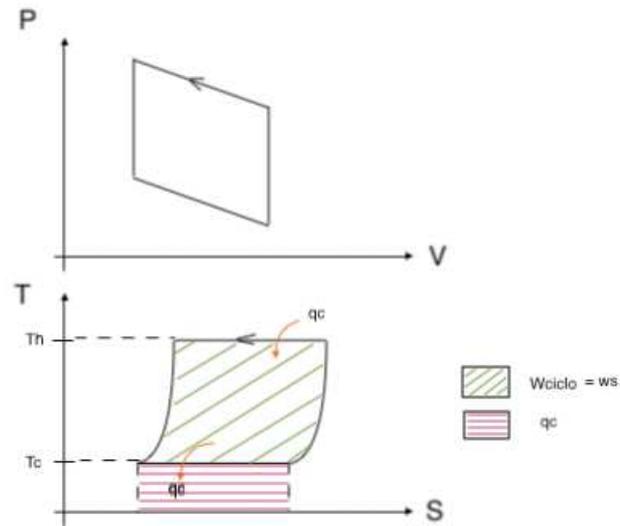


Figura 34: Ciclos termodinâmicos teóricos das partículas

De forma semelhante, o rendimento térmico de uma cânula é:

$$\eta_{cânula} = \frac{q_{cc}}{w_{sc}} \quad (\text{Eq. 28})$$

Onde q_{cc} é a potência térmica removida por uma cânula e w_{sc} é a potência sonora que entra em cada cânula.

De forma mais global, a segunda lei da termodinâmica aplicada ao *stack* dá a formula seguinte:

$$\dot{Q}_c + \dot{W}_s = \dot{W}_{perdas} + \dot{Q}_H \quad (\text{Eq. 29})$$

Onde \dot{Q}_c é a potência térmica tirada do lado frio, \dot{W}_s é a potência sonora global, \dot{W}_{perdas} representa as perdas térmicas e sonoras saído do tubo e \dot{Q}_H é a potência térmica rejeitada do lado quente.

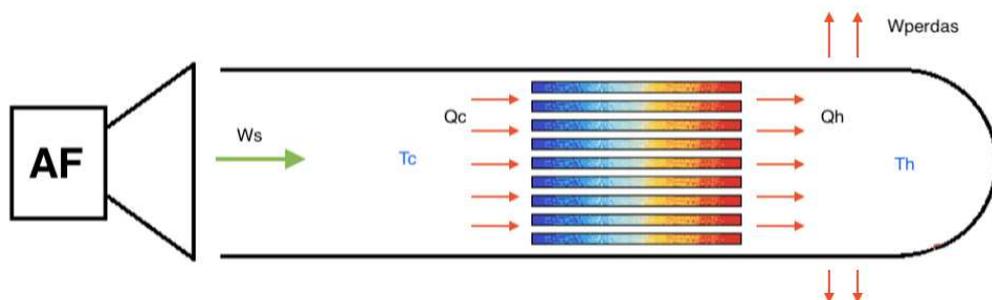


Figura 35: Fluxos de potência no tubo

Assim, o rendimento térmico global é:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_s} \quad (\text{Eq. 30})$$

Os estudos precedentemente apresentados tinham por objetivo aumentar o valor de \dot{Q}_c , sem mudar o de \dot{W}_s . Infelizmente, esses rendimentos são difíceis para estimar porque:

$$\dot{W}_s \neq \dot{w}_s \quad (\text{Eq. 31})$$

Significa que a potência da onda presa no tubo é diferente da porção da potência presa em uma cânula e consumida para comprimir uma partícula localizada em um certo lugar do *stack*. Porém essa última é tem a ver como o trabalho do ciclo TxS da figura 34, que é basicamente igual à área interno do ciclo.

A teoria de Carnot sobre a eficiência de um refrigerador qualquer fornece a fórmula da eficiência máxima que o sistema pode ter:

$$\eta_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (\text{Eq. 32})$$

Porém, o nosso dispositivo não é equipado com trocadores de calor para recuperar o “frio” criado, o que modificaria os valores das temperaturas medidas até agora. Então não faria sentido comparar o rendimento global do nosso sistema com o de Carnot.

CAPÍTULO III

CONCLUSÃO

3.1 ANÁLISE DO PROTÓTIPO DESENVOLVIDO

O objetivo era manipular os valores de três grandezas (a frequência, a posição do *stack* e a largura das cânulas) escolhidas por serem cruciais à produção de frio dentro de máquinas termoscústicas, tanto à escala de um protótipo demonstrativo como à escala dos refrigeradores termoacústicos industriais. Estudamos a influência da frequência de trabalho e vimos que é um parâmetro cujo valor tem que ser bem escolhido, quase na escala da dezena de Hertz. Podemos supor que essa precisão tem uma grande importância também no caso das máquinas de onda progressiva. Além dos resultados esperados, descobrimos outra frequência bastante eficiente em termos de diferença de temperatura que não tem se relaciona com a particularidade estacionária da onda dentro do tubo. Estudamos também a influência da posição do *stack* dentro do tubo, ou seja, a posição dela em relação aos perfis de pressão e de velocidade das partículas. Vimos que o lugar onde a pressão acústica é a maior parece ser um fator para o bom funcionamento. Enfim, estudamos a influência da largura das cânulas do *stack*, que é a peça central de todas as máquinas termoacústicas. Pegamos uma fórmula da literatura científica dando um valor ideal desse parâmetro e construímos vários *stacks* para verificar a existência dele e ver se o máximo de eficiência seria obtido com esse valor. Os resultados obtidos foram bem diferentes. A maior diferença de temperatura foi obtida com um valor quatro vezes maior do que esperado e aparentemente o valor teórico corresponde a um *stack* quase fechado. Então concluímos que a modelização que forneceu a fórmula não levou em consideração todos os fenômenos, pois achamos um limite dela. Porém, é importante notar que não construímos o *stack* de abertura δ_K , por motivo da complexidade de fabricação. Talvez tivesse funcionado com um tubo maior e então uma frequência diferente.

Através dos estudos realizados no capítulo precedente, vimos que os fenômenos que acontecem no *stack* são complexos, mas que é relativamente fácil e barato construir um refrigerador termoacústico para observar o funcionamento dele. Além disso, o dispositivo assim feito foi capaz de criar uma diferença de temperatura de 25-30 graus, o que foi perceptível mesmo tocando com a mão. Apesar de ser relativamente nova e então pouco conhecida, a refrigeração termoacústica é uma forma de refrigeração muito interessante pelos

motivos já notados, mas também por ser reversível. De fato, vimos que é possível aquecer um lado do *stack* a fim de que a diferença de temperatura com o outro lado produza uma onda sonora. Assim, como no dispositivo de liquefação de gás natural, é possível usar o fenômeno termoacústico como um motor e daí produzir o som para alimentar a parte refrigeradora do sistema. Tal máquina permite criar frio desde que forneçamos calor para ela. A fonte de calor pode ser tanto elétrica quanto química, solar ou nuclear.

Sabendo desse potencial e da facilidade de construção, é mais fácil agora entender a presença dessa tecnologia na área dos sistemas embarcados. Parece que a refrigeração termoacústica ainda não acabou de revelar todas as suas possibilidades.

3.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Até agora, um parâmetro interessante discutido no caso dos dispositivos existentes ainda não foi estudado nesse trabalho: a remoção de calor do lado quente do *stack*. Entre outros, no sistema de liquefação de gás natural, aparentemente o refrigerador foi desenvolvido com um trocador de calor do lado quente. Porém, aí não há algo útil para recolher, termicamente falando. Podemos supor que tirar o calor dessa parte aumenta a eficiência até reduzir a temperatura do lado frio. Portanto, a proposta de trabalho futuro é a seguinte: construir um protótipo 2 capaz de evacuar o calor criado do lado quente quando quisermos, a fim de medir uma diferença de temperatura com ou sem remoção. O resultado esperado é obter um valor maior de ΔT quando essa remoção for operada. Concretamente, a modificação a ser feita em relação ao protótipo 1 é usar um tubo de plástico (e não de vidro), tornando possível fazer furos nele. Desta forma, a remoção de calor poderá ser realizada simplesmente com um arame de cobre passando perpendicularmente através do tubo. Assim, quando o refrigerador estiver funcionando, o lado quente terá um contato térmico direto com o ambiente, sem atrapalhar a desenvolvimento da onda. O arame deverá estar um pouco quente e a temperatura fria mais baixa do que quando não houver o arame.

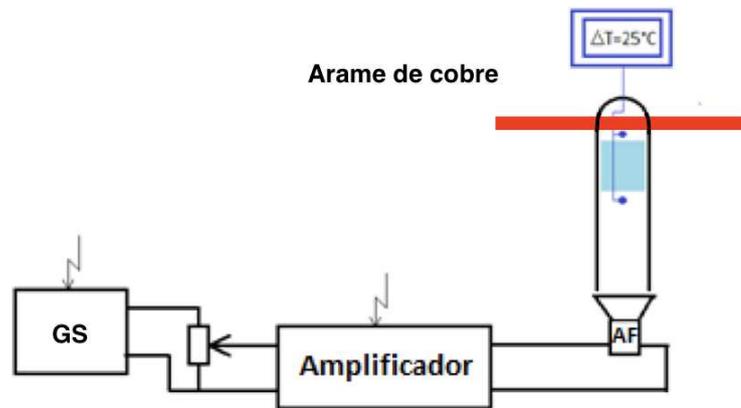


Figure 36: Esquema do protótipo 2 (Fonte: DUPEUX, 2018)

Um dispositivo 3 que poderia ser também desenvolvido é um conjunto de vários refrigeradores tubulares colocados em paralelo na saída de um alto-falante e dentro de uma caixa de isopor. Os dois lados frios dos tubos ficariam dentro da caixa enquanto os lados quentes ficariam fora dela, saindo por furos na tampa e sofrendo um resfriamento forçado por ventilação. Desta forma, se o sistema for suficientemente potente, poderíamos colocar um ventilador e latas de refrigerante dentro da caixa.

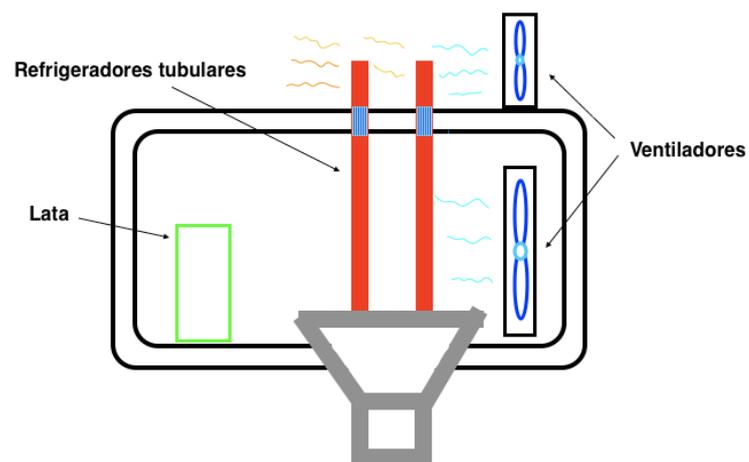


Figure 37: Esquema do protótipo 3 (Fonte: DUPEUX, 2018)

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FOHR, J.P. **Thermodynamique des machines thermiques**. 355 p. França: Hermes Science Publications, 2010.

PENELET, Guillaume. **Introduction à la Thermoacoustique**. Année universitaire, 2013-2014.

POIGNAND, Gaelle. **Étude théorique et expérimentale d'un réfrigérateur thermoacoustique "compact"**. Acoustique [physics.class-ph]. 133 f. Tese (doutorado) – Université du Maine, França, 2006.

SWIFT, Greg; WOLLAN, John. **Thermoacoustics for Liquefaction of Natural Gas**. Los Alamos National Laboratory, Los Alamos. Praxair Inc., Denver. Estados Unidos, 2002.

TIJANI, M. E. H. **Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration Eindhoven**. Technische Universiteit, 2001.

VUYLSTEKE, Xavier. **Cours d'acoustique et mécanique ondulatoire**, I.U.P. GDP Option GET , 2012–2013.

WIKIPEDIA. **Refrigeração**. Disponível em: <<https://pt.wikipedia.org/wiki/Refrigeracao>>, acesso em novembro de 2017.

WOLLAN, John J.; SWIFT, Gregory W.; BACKHAUS, Scott; GARDNER, David L. **Development of a Thermoacoustic Natural Gas Liquefier**. Praxair Inc., Denver. Los Alamos National Laboratory, Los Alamos. Estados Unidos, 2002.