

## 熱聲冷卻系統中高效率共振耦合喇叭設計

周雅文<sup>1</sup>、何季陽<sup>2</sup>、胡銘道<sup>3</sup>、鄭名山<sup>4</sup>、施明憲<sup>5</sup>

<sup>1,5</sup> 工業技術研究院能源與資源研究所研究員

<sup>2</sup> 國立交通大學機械工程學系

<sup>3</sup> 工業技術研究院能源與資源研究所副工程師

<sup>4</sup> 工業技術研究院能源與資源研究所正研究員

新竹縣 310 竹東鎮中興路四段 195-6 號 64 館

電話：03-5918554 傳真：03-5820230

E-mail：[sam5957@itri.org.tw](mailto:sam5957@itri.org.tw)

### 摘要

熱聲冷卻器包含：聲波驅動器、共振管、片堆及熱交換器。聲波驅動器產生共振聲波，使管內氣體與片堆交互作用，達到以聲制冷的現象。驅動器主要作用為將輸入電能轉換為聲能，因此驅動器性能為重要的設計參數。本研究調整驅動器背筒，產生氣體彈簧作用，使驅動器與熱聲系統的共振頻率耦合，提高驅動器的輸出效率，聲波頻率為 61.5 Hz 時，最佳效率可達 85%。

**關鍵字：**熱聲制冷，共振頻率耦合，氣體彈簧

### Abstract

A thermoacoustic cooling system consists of four parts including resonator, stack, and heat exchangers. Loudspeaker generates the acoustic standing wave that is ideally compressed and expanded in resonator tube. These processes cause the temperature gradient is formed along the stack. The performance of the loudspeaker, which generates acoustic energy, is very important. Investigation focuses on tuning the back cavity volume of the loudspeaker to alter the gas spring character and to optimize resonance frequency of the coupled driver-TA system. Results show that the loudspeaker can presents maximum electro-acoustic transformation efficiency about 85% at 61.5 Hz.

(Keywords : thermoacoustic cooling, optimize resonance frequency, gas spring)

## 壹、前言

駐波型熱聲冷卻器(thermoacoustic cooler)的研究發展始自 1980 年代[1]，利用熱聲效應(thermoacoustic effect)造成熱能與聲能間的相互轉換，進而產生制冷的效應。系統基本構造如圖 1 所示，主要由四項元件所構成：(1)聲波驅動器、(2)共振管、(3)片堆以及(4)熱交換器。共振管內的氣體經由駐波型聲波(standing wave)的作用，產生週期性的壓縮與膨脹，完成布雷頓熱力循環(Brayton cycle)，將熱由片堆冷端移至熱端，因此可在片堆兩端造成溫度梯度，達到以聲制冷的效應[2-4]。

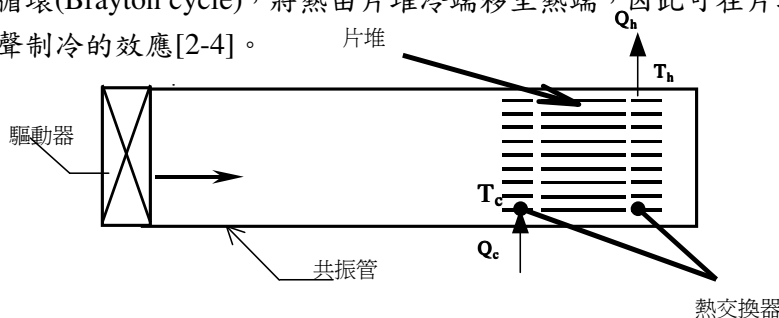


圖 1、熱聲冷卻器基本構造

由於一般熱聲冷卻器是以喇叭產生聲波，在共振管中形成駐波，達成對工作氣體週期性做功的目的，但傳統商用喇叭輸出效率過低，約只有 3~8%，因此熱聲冷卻器的冷卻性能無法有效提昇。Tijan [3]以商用喇叭作為聲波驅動器，經由喇叭與熱聲系統的匹配設計，提昇系統的品質因子(quality factor)，電聲轉換效率可提昇 50%。本研究則進一步將聲波驅動器的特性做為熱聲冷卻系統的設計條件，並結合系統阻抗(impedance)特性設計，使熱聲冷卻系統的共振頻率與聲波驅動器機械共振頻率耦合，達到提昇聲波驅動器的輸出效率及熱聲冷卻器性能的目的。

## 貳、測試設備

本實驗主要為針對熱聲冷卻系統進行性能測試，熱聲系統共振管直徑為 28 mm，片堆長度為 60 mm，系統總高度為 1.7 m，構裝如圖 2a 所示，其中以線性馬達做為產生聲波驅動器(如圖 2b)。聲波驅動器裝置於圓柱筒中與共振管連接，其中圓柱筒高度可進行調整，調整範圍為距馬達頂部 0 ~ 45 mm 的高度，可改變聲波驅動器的機械阻抗 (mechanical impedance)，以達到最佳的性能匹配。驅動器以正弦波(sine wave)交流電壓進行驅動，測試頻率範圍為 45~80 Hz，最大輸入功率為 75watt。

另外以加速規(accelemtometer)貼附於聲波驅動器振動活塞(piston)上方，量測活塞運動之加速度  $a_1$ ，並於距聲波驅動器 3 cm 處以麥克風進行共振管內的聲壓量測( $p_1$ )，經由式(1)即可計算出線性馬達輸入熱聲系統之聲能  $E_{ac}$ 。

$$E_{ac} = \frac{A}{2\omega} \text{Im}[p_1 \tilde{a}_1], \quad A: \text{共振管面積}, \quad \omega: \text{聲波頻率} \quad (1)$$

熱聲冷卻效應主要在片堆兩端形成溫差，片堆由不導熱的 Kapton 材質所製成，兩端分別裝置有 K-type 之熱偶線(thermocouple)，可量測片堆冷熱兩端的溫度。

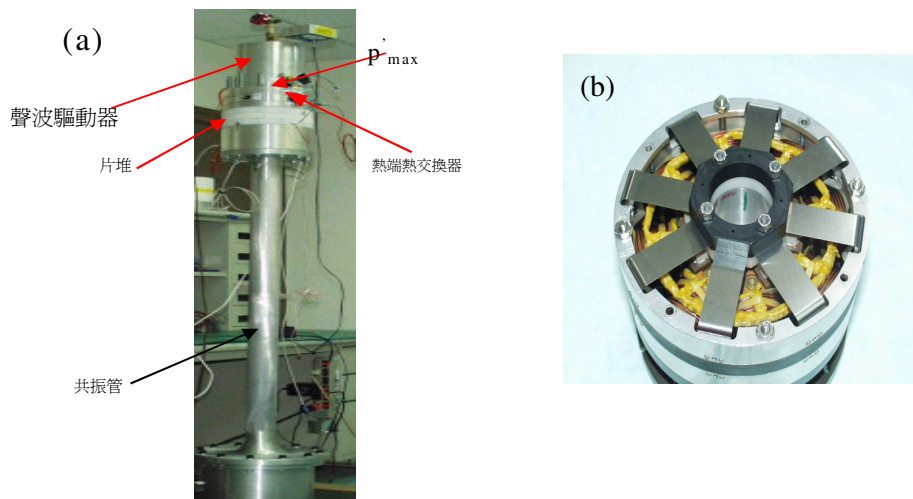


圖 2、(a) 熱聲冷卻模型機，(b) 聲波驅動器

### 三、結果與討論

#### (一) 熱聲冷卻器基本特性

在熱聲冷卻系統中，欲有效的進行具制冷能力的熱力循環，並具有較高的冷卻性能 (coefficient of performance, COP)，需要考慮相當多參數間的相互影響 [5]。設計上最重要的部分熱聲核心 (thermoacoustic core)，也就是片堆。片堆如同一個熱容裝置，使工作氣體於片堆間進行熱力循環，因此片堆的材質、間距及長度都對熱聲冷卻系統的設計及性能具有極大的影響。本實驗以 10atm 的 Argon 為工作氣體，熱聲系統工作頻率設定為 65.6Hz，並以 DeltaE[6] 設計程式進行熱聲系統設計，整體熱聲系統設計參數如表一所示。

表一、熱聲冷卻系統設計數據

設計條件		設計值
工作氣體性質	工作氣體	Argon
	平均壓力	$10^6$ pa
	工作頻率	65.6 Hz
片堆性質	片堆材質	Kapton
	厚度	0.12 mm
	間隙	0.4 mm
	長度	57 mm

初步性能測試結果顯示，包含片堆裝置的熱聲系統內，實際共振頻率為 61.5 Hz。如圖 3 所示，熱聲系統中片堆兩端的溫差及冷卻效率隨著輸入聲波驅動器的電能增加而增加。當輸入最大電能為 75watt 時，熱聲冷卻系統可產生  $-2.2^{\circ}\text{C}$  之低溫，系統最高冷卻效率 COP (coefficient of performance =  $Q_c/W_{in}$ ) 為 0.48。

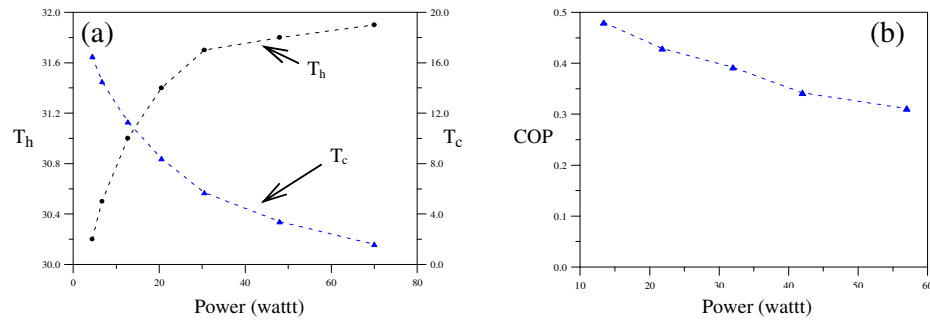


圖 3、不同輸入電能時，(a)片堆兩端溫度(b)熱聲系統冷卻效率

## (二) 高效率共振耦合驅動器設計

熱聲冷卻系統的可分為聲波驅動器及熱聲系統兩大部份，其機械阻抗匹配如圖 4a 所示，其中聲波驅動器是經由線圈以作用力  $F$ ，帶動質量為  $M$  的振動活塞(piston)，於永久磁鐵磁場中進行位移量為  $x$  的往復式運動，而在共振管中形成具壓力擾動  $p'$  的聲波。當系統達到機械平衡狀態時，系統的作用力如式(2)所示，

$$M\ddot{x} = F - R_m \dot{x} - sx - Ap \quad (2)$$

其中， $M$  為移動質量， $R_m$  為磨擦阻抗， $s$  為彈性係數。

由於  $F = F_0 e^{j\omega t}$  及  $x = x_0 e^{j\omega t}$ ，因此可得出整體系統的機械阻抗  $Z_m$  如式(3)：

$$Z_m = \frac{F}{u} = R_m + j(m\omega - s/\omega) + \frac{Ap}{u} \quad (3)$$

其中  $Z_{md} = R_m + j(m\omega - s/\omega)$  為聲波驅動器本體的機械阻抗，當  $(m\omega - s/\omega) = 0$  時，可得出驅動器的共振頻率  $\omega_d$ ， $\omega_d = \sqrt{s/m}$ 。另外， $Ap/u$  為面積為  $A$  的振動活塞於熱聲系統中以  $u$  的速度進行往覆運動時，熱聲系統所形成的系統阻抗  $Z_{ma}$  ( $Z_{ma} = Ap/u$ )，因此  $Z_{ma}$  為聲波驅動器與熱聲系統相連接時，所形成的額外機械阻抗，當熱聲冷卻系統中的聲波頻率為系統共振頻率時，則  $\text{Im}(Z_{ma}) = 0$ 。

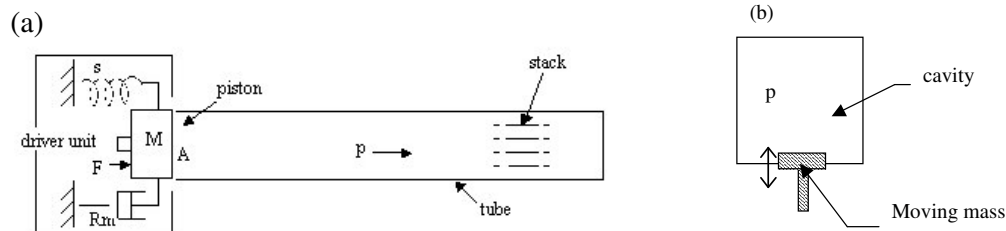


圖 4、(a)系統阻抗匹配，(b)氣體彈簧作用

由式(2)可知，系統整體的機械阻抗為驅動器及共振管的機械阻抗組合而成，因此系統的共振狀態時  $\text{Im}(Z_m) = 0$ 。當熱聲冷卻系統的共振頻率與聲波驅動器的共振頻率相同時，即

為頻率共振耦合(frequency coupling)現象，此時由於聲波驅動器於共振狀態下做功，因此可獲得最高的輸出效率。由於實際熱聲冷卻器開發的過程中，熱聲系統或是聲波驅動器為分開設計，再進行系統組裝，經由測試結果才可確定熱聲冷卻器實際的工作頻率，因此若欲調變熱聲系統或是聲波驅動器，達成共振頻率耦合的設計條件，最簡便有效的方法便是以調整背筒體積的方式，經由氣體彈簧(gas spring)的作用，微調聲波驅動器機械共振頻率，使其接近熱聲系統共振頻率，達到共振頻率耦合的狀態，以提高驅動器輸出效率。

由於聲波驅動器裝置於一密閉筒中，以振動活塞端與熱聲系統連接，因此當線圈往復移動時，驅動器背面密閉空間中體積也隨之改變，密閉筒中的氣體因而產生壓縮或膨脹的現象，如同於振動活塞後端增加了一段具有緩衝作用的彈簧，而產生所謂氣體彈簧作用(如圖 4b 所示)，當筒內壓力為  $p$  體積  $V$  的背筒發生體積變化時，作用於移動質量( $M$ )的作用力如式(4)：

$$Adp = dF = -\gamma \frac{p}{V} A^2 dx = s dx \quad (4)$$

其中  $s = \gamma \frac{p}{V} A^2 = \frac{\gamma p A}{h}$ ，因此當驅動器背筒的高度 ( $h$ ) 改變時，驅動器系統的彈性係數  $s$  (stiffness) 即產生變化，而聲波驅動器的機械共振頻率 ( $\omega_d$ ) 與  $\sqrt{s}$  成正比，因此可經由調整驅動器背筒的高度，使得驅動器的自然頻率 ( $\omega_d$ ) 接近熱聲冷卻系統的共振頻率，達到共振頻率耦合，使整體系統效率達到最大。

### (三) 測試結果

在不同工作頻率下之輸入相同電能，量測在不同背筒高度時，驅動器及熱聲冷卻器的性能變化。當驅動器背筒底板距驅動器頂端 12 mm 高時，共振管中之聲波壓力擾動值分佈如圖 5 所示。圖中兩個峰值(peak)分別為熱聲系統共振頻率 ( $f_a$ ) 61.5Hz，與驅動器機械共振頻率 ( $f_d$ ) 62.5 Hz。在此背筒高度下，當驅動器操作頻率為 62.5 Hz 時，其驅動器效率 (efficiency,  $\eta_o$ ) 為 82.5%。

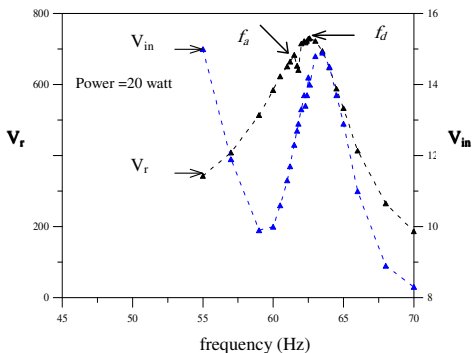


圖 5、共振管中之聲波壓力擾動值分佈

當驅動器背板高度的調整，相當於驅動器的彈性係數( $s$ )上再額外增加一個可調的彈性係數( $s_1$ )，因此驅動器的機械阻抗也隨之改變，造成機械共振頻率的變化。因此將驅動器背板距驅動器的高度調整至  $h_1=12\text{mm}$ 、 $h_2=32\text{mm}$ 、 $h_3=42\text{mm}$ 、 $h_4=11\text{mm}$ ，量測熱聲系統中各項參數的變化。由圖 6 可以發現，以同樣的輸入電能，隨著背板高度的改變，聲波驅動壓力比(drive ratio, DR%)也隨之變化。當背板位於高度  $h_2(=32\text{mm})$  時，驅動器的共振頻率

62.5Hz 與熱聲系統的工作頻率  $f_a=61.5\text{Hz}$  相當接近，聲波驅動壓力比達到最大值 5.01%。當高度繼續增加至  $h_3(=42\text{mm})$ 時，由於背筒高度增加，造成額外增加的彈力係數(s)減少，因此驅動器的機械共振頻率降低至 60Hz，與熱聲系統的工作頻率差異加大，此時聲波壓力驅動比降低至 4.96%，電能與聲能轉換效率變差。當背板高度為調至  $h_2$  時，驅動器的機械共振頻率與熱聲系統的工作頻率相同，則可得到最佳輸出效率  $\eta=85\%$ ，因此證明經由背板高度的調整，可有效的改變驅動器的機械共振頻率，並獲得電聲轉換效率上的提昇。並且由於驅動器效率增加，因此可提供更高的聲能進行熱聲制冷效應，因此可製造更大的溫差。如圖 6c 中所示，當背板高度為  $h_2$  時，所製造的溫差比高度  $h_1$  時大，可增加  $1\sim 3^\circ\text{C}$  的溫差。

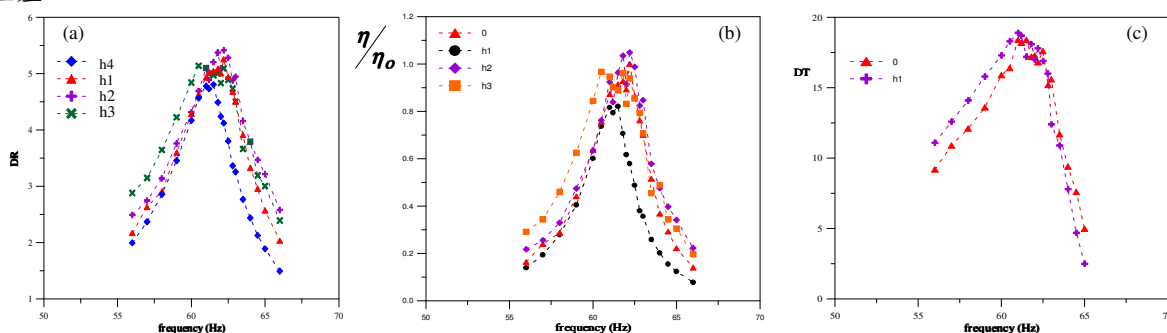


圖 6、不同背筒體積之(a) 聲波驅動壓力比、(b)驅動器效率及(c)熱聲冷卻系統溫差變化

#### 四、結論

由上述的研究結果顯示：最佳化熱聲系統需考慮熱聲系統阻抗與驅動器機械阻抗間的搭配，才能有效提高熱聲冷卻系統效率。經由熱聲系統模型機的研究結果顯示：

- (1) 以最佳化設計之片堆所製做之熱聲冷卻模型機，最低溫可達  $-2.2^\circ\text{C}$ ，最大冷卻效率為 0.48。
- (2) 調整驅動器背筒容積，藉由氣體彈簧的作用，可有效改變聲波驅動器的機械阻抗及共振頻率。
- (3) 當聲波驅動器的機械共振頻率與熱聲系統工作頻率相同時，由於共振耦合的現象，因此驅動器輸出效率最高。

#### 五、參考文獻

- [1] Wheatley, J.C., Hofler, T., Swift G.W. and Migliori, A., Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with application to acoustical heat engines, Am. J. Phys., vol.53, pp.147(1985).
- [2] Swift, G.W., Thermoacoustic Engines, J. Acoust. Soc. AM., vol.84, No.4, pp. 1145 – 1180(1988).
- [3] Swift, G., Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators, Lawrence Berkeley National Laboratory, USA(1999).
- [4] Tijan, M.E.H, Loudspeaker-driven thermoacoustic refrigerator, Ph.D Thesis(2001).
- [5] Wetzel, M. and Herman, C., Design Optimization of Thermoacoustic Refrigerators, In. J. Refrig., 20(1), pp. 3 – 21(1997).
- [6] Swift, G., Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Engines, DeltaE, Los Alamos National Laboratory, USA(2001)