研究論文

複数蓄熱器による音響パワー増幅

琵琶 哲志^{*,†}, 高尾 景^{*}

Acoustic Power Amplification by Multiple Regenerators

Tetsushi BIWA^{*,†} and Kei TAKAO^{*}

Synopsis: This paper reports on acoustic power amplification by a differentially heated regenerator. It is shown that the amplification gain approaches the ideal gain determined by the temperature ratio, and that the efficiency of converting heat power into acoustic power is expected to reach 63% of the Carnot efficiency when the specific acoustic impedance in the regenerator is increased to ten times larger than that of the traveling wave in a free space. When the three regenerators are aligned in series, a total acoustic power gain of ten is achieved with a temperature ratio of 1.95, but the efficiency is reduced to 7%. In order to upgrade the efficiency of three-stage acoustic power amplification, a branch resonator is tested.

Keywords: thermoacoustic energy conversion, specific acoustic impedance

1. はじめに

1979 年 Ceperley は、進行波音波における圧力・流速変動の位相関係が、スターリングエンジン内の圧力・流速変動の位相差と同一であることを指摘した¹⁾。この知見に基づいて彼は「進行波音波エンジン」を提案した。このエンジンの特徴は、スターリングエンジンのピストンを気柱音波で置き換えたことである。そのため熱音響スターリングエンジンとも呼ばれる。熱音響スターリングエンジンでは、音波と蓄熱器の熱交換を通じて生じる「熱音響エネルギー変換」²⁾の結果、蓄熱器を低温 (T_C) から高温 (T_H) へと通過する音響パワーが増幅する³⁾。蓄熱器から流れ出る音響パワー W_{OUT} と流れ込む音響パワー W_{IN} の比である音響パワー増幅率 G

$$G = W_{OUT} / W_{IN} \quad (1)$$

は、蓄熱器中で音波が粘性によるロスなく固体壁と等温的に熱交換できる理想的な場合には、蓄熱器両端の絶対温度比 T_H/T_C に達する。一方、エネルギー変換の結果である出力仕事は、音響パワーの増加量 $\Delta W = W_{OUT} - W_{IN}$ で与えられ、 ΔW と蓄熱器高温部への入力熱量 Q_{IN} の比、つまり効率 η ,

$$\eta = \Delta W / Q_{IN} \quad (2)$$

は理想的な場合、カルノー効率 $1 - T_C/T_H$ に達する。熱音響

スターリングエンジンは従来型のスターリングエンジンよりもはるかに簡単な構造を有しながらも同等の機能が期待されるエネルギー変換デバイスである⁴⁾。

我々は、Ceperley が提案した基本的なアイデアを実験的に検証し、その妥当性を示した⁵⁾。また彼のアイデアを発展させ、共通の温度比 T_H/T_C を有する蓄熱器を直列に複数設置することで、音響パワーの多段増幅を試みた。その結果、 n 段 ($n = 3$) の音響パワー増幅を行うことで、増幅率 G は 1 段の場合を上回り、 $(T_H/T_C)^n$ に漸近することを示した。複数の蓄熱器による音響パワー増幅は、温度比 T_H/T_C を増やさずにパワー増幅率 G が増加できるという利点を持つ。そのため、温度が低いことで利用しにくかった低温排熱をエネルギー源とするデバイスに適すると考えている。

我々は多段増幅を利用した熱音響スターリングエンジン発電機を試作した。この装置は、三段構成の蓄熱器により増幅した音響パワー W_{OUT} をボイスコイルモーター (VCM) を使って電力へと変換する⁶⁾。大気圧空気を作動気体として実験的に効率 η を評価したところ、0.1% 以下であり、実用性を効率の面から議論するには問題があった。この装置では、入力音響パワー W_{IN} が 4 mW と小さかったため、温度比 1.95 よりも大きな $G = 5$ という音響パワー増幅率を実現したにもかかわらず、 W_{OUT} は高々 20 mW であった。結果的に、入力熱量 Q_{IN} に対して ΔW が 15 mW と小さく効率が低かった。もう一つの問題点は、蓄熱器におけるドリームパイプ効果による熱損失と粘性ロスである^{1,2)}。この二つを低減するには、流速振幅をなるべく小さくすることが有効である。そこで本研究では、音響パワーレベルを 1 W 程度に増加させ、多段の音響パワー増幅の有効性を検

Received September 30, 2011

* 東北大学大学院工学研究科

〒980-8579 宮城県仙台市青葉区荒巻 6-6-4

Tohoku University, 6-6-4 Aramaki, Aoba-ku,

Sendai, Miyagi 980-8579, Japan

† E-mail: biwa@amsd.mech.tohoku.ac.jp

討することを目的とした。また、蓄熱器における比音響インピーダンス z を変化させて増幅実験を行った。 z については後に説明する。

2. インピーダンス制御した音響パワー増幅

2.1 実験装置及び実験方法

実験装置を Fig. 1 に示す。装置は対向するボイスコイルモーター (VCM) を接続したステンレススチール製の円管と、高温と低温の熱交換器で挟まれた蓄熱器で構成される。管の内径は 40 mm であり、その長さは 1170 mm である。装置内に充填した作動流体は 0.45 MPa のヘリウムである。VCM は気密性を十分に保つピストンとシリンダー、コイル、永久磁石で構成される。パワーアンプを介して 2 チャンネルの発振器で VCM を周波数 $f = 95$ Hz の正弦波電圧で駆動した。電圧振幅とチャンネル間位相差を調整して、管内の音場を制御した。

蓄熱器の内部で音波は固体壁と十分な熱接触を保つ必要がある。すなわち、音波の角周波数 ω と蓄熱器流路半径 r と流体の温度拡散係数 α で決まる熱的緩和時間 $\tau = r^2 / (2\alpha)$ の積 $\omega\tau$ が $\omega\tau < 1$ の条件を満足する必要がある⁵⁾。これを満足するために、一辺が $2r = 0.34$ mm の正方形の孔を多数有するハニカムセラミックス製の触媒担体を蓄熱器に使用し、 $\omega\tau = 0.44$ を実現した。蓄熱器の軸方向長さは 35 mm であり、本実験における流体の変位振幅よりもやや長い。高温側の熱交換器の温度 T_H は 573 K (300°C)、低温側の熱交換器の温度 T_C は冷却水により室温に保った。温度比は $T_H/T_C = 1.95$ である。

蓄熱器の上流側と下流側でそれぞれ 2 か所の圧力変動を同時測定し、two-sensor 法^{7,8)}により音場を決定した。この結果から、上流側と下流側において圧力変動 $P = \text{Re}[pe^{i\omega t}]$ と断面平均流速変動 $U = \text{Re}[ue^{i\omega t}]$ の軸方向の分布を求め、さらに管内の音響パワー $W = A \text{Re}[p^+u]/2$ と、比音響インピーダンス $z = p/u$ を決定した。なお、 A は管断面積であり、 p^+ は p の複素共役を意味する。複素振幅 p と u の位相差を ϕ とすると W と z は次のように書き換えることができる。

$$W = \frac{A}{2} |p||u| \cos \phi \quad (3)$$

$$z = \left| \frac{p}{u} \right| e^{i\phi} \quad (4)$$

なお進行波音波では $\phi = 0^\circ$ であり W は最大、また z は実数となる。一方、定在波音波では、 $\phi = \pm 90^\circ$ であり $W = 0$ 、 z は純虚数となる。 $\phi = 0^\circ$ を進行波位相、 $\phi = \pm 90^\circ$ を定在波位相と呼ぶ。

2.2 実験結果

Fig. 2(a) に、比音響インピーダンスの大きさ $|z|$ と、位相 ϕ の軸方向分布を示す。横軸は Fig. 1 における管の左端からの距離 L である。また図中の横縞は蓄熱器位置を表す。蓄熱器で進行波位相が実現するように 2 つの音響ドライバーを制御した。純粋な進行波音波では、進行波位相であるとともに、比音響インピーダンス $|z|$ は気体に固有の定数となる。この定数は密度 ρ と音速 c の積 ρc で与えられ、0.45 MPa のヘリウムの場合、室温では $\rho c = 735$ Ns/m³ である。Fig. 2(a) によれば、蓄熱器中で進行波位相が実現しているが、 $|z|$ は蓄熱器低温端でおそ 8500 Ns/m³ であり、 ρc の 10 倍も大きい。つまり管内は純粋な進行波音波ではなくて定在波音波の寄与を含む。蓄熱器以外の場所では定在波位相に近づくのはこのためである。

Fig. 2(b) にはこの音場で得られた音響パワーの分布を示す。 $W_{IN} = 4.7$ W が $W_{OUT} = 8.4$ W に増幅されているので、増幅率 G は $G = 1.8$ であり、理想的増幅率である温度比 T_H/T_C の 92% が実現したことが分かる。しかし、「はじめに」で述べた通り増幅率 G が高いからといって必ずしも効率 η が高いとは限らない⁶⁾。そこで次に、入力音響パワー W_{IN} を変化させながら出力仕事 $\Delta W (= W_{OUT} - W_{IN})$ を求め、蓄熱器高温端への入力熱量 Q_{IN} との関係調べ Fig. 3 にまとめた。

Fig. 1 Experimental setup for single-stage acoustic power amplification.

Fig. 2 Axial distribution of (a) specific acoustic impedance $z = |z|e^{i\phi}$ and (b) acoustic power W .

Fig. 3 Acoustic output power ΔW as a function of input heat Q_{IN} when $|z|$, the magnitude of specific acoustic impedance, is changed.

Fig. 3 において ΔW が 0 の時、つまり入力音響パワー W_{IN} が 0 のときにも Q_{IN} の値は有限値 Q_{off} をとる。この熱量 Q_{off} は音波が存在しないときに蓄熱器を T_H まで加熱するのに必要な熱量を表しており、熱音響エネルギー変換には直接的には関係ない熱量である。 Q_{IN} と Q_{off} の差 $Q'_{IN} = Q_{IN} - Q_{off}$ は、高温端における音波による熱輸送量に対応する。そこで、 Q'_{IN} を使って与えられる次の効率

$$\eta' = \Delta W / Q'_{IN} \quad (5)$$

を熱音響エネルギー変換にとってより本質的な効率であると考え、今後使用する「効率」を(5)式で決定される η' とする。Fig. 3 より、 ΔW は Q_{IN} に比例して増大していることがわかる。したがって、加熱量 Q_{IN} が Q_{off} に比べて十分に大きければ、(2)式によって与えられる蓄熱器の効率 $\eta = \Delta W / Q_{IN}$ は、 η' に漸近すると考えられる。

Fig. 3 には、蓄熱器における比音響インピーダンスの大きさを変化した場合の結果も合わせて示した。 $|z|$ が大きくなるほど音響パワー増幅に必要な Q_{IN} は減少する。それぞれの $|z|$ において、効率 η' を求めると、 $|z| = 1000 \text{ Ns/m}^3$ の時は 2%、 $|z| = 3500 \text{ Ns/m}^3$ の時は 11.3%、 $|z| = 8500 \text{ Ns/m}^3$ の時は 29.4% となった。 $|z| = 8500 \text{ Ns/m}^3$ の時の効率はカルノー効率 $1 - T_C/T_H (= 0.46)$ の 63% であり、従来型のエンジンと比べても高い効率であると言える。

蓄熱器中ではドリームパイプ効果による熱流 Q_D による損失が不可避である。 Q_D は速度振幅の二乗に比例して増大するので、比音響インピーダンス $|z|$ の増加により低下し、その結果エネルギー変換効率が向上したと考えられる。だから効率 η' は大きく向上するには $|z|$ を大きくする必要がある。

3. 三段音響パワー増幅実験

3.1 実験装置及び実験方法

管内に 2 つの蓄熱器を追加するために、管全長を 1.75 m に延長した。装置概略図は Fig. 4 に示す通りである。追

Fig. 4 Experimental setup for three-stage acoustic power amplification.

加した蓄熱器は、先のセクションで使用したもの同一であり、一辺が $2r = 0.34 \text{ mm}$ の正方形の穴を多数有する。両端の熱交換器も同一で、温度 T_H および T_C はそれぞれ 573 K と 293 K である。図中左側の蓄熱器から順に一段目、二段目、三段目の蓄熱器と呼ぶ。第一段目と第二段目の間隔は 0.26 m、第二段目と第三段目の間隔は 0.17 m である。

本実験でも対向する VCM をどちらもドライバーとして使用し、三段目の蓄熱器高温端近傍で比音響インピーダンス $|z|$ が最大となるように調整した。作動流体は先ほどと同様、0.45 MPa のヘリウムであり、周波数は 95 Hz である。これまでと同様に、蓄熱器上流と下流における圧力変動を二点ずつ測定し、管内音場を決定した。

3.2 実験結果

Fig. 5(a) に音響パワー分布を示す。図中の 3 つの黒い横縞は蓄熱器を表す。一段目蓄熱器の上流側と三段目蓄熱器の下流側は two-sensor 法により求めた実験値であり、その他の領域においては、蓄熱器中の温度勾配を直線で近似し熱音響理論に基づく線形計算により求めた。

それぞれの蓄熱器に対して、音響パワー増加量 ΔW と入力熱量 Q_{IN} を求め、各蓄熱器における効率 η' を決定したところ、一段目は 3.1%、二段目では 8.6%、三段目では 17.1% となった。結果的に音響パワーの全増加量と全入力熱量の比で与えられる三段増幅の効率 η' は 7.2% であり、カルノー効率の 16% に留まる。

Fig. 5(b) に示すように、三段目蓄熱器では低温端比音響インピーダンス $|z|$ が 8000 Ns/m^3 であるにも関わらず、この蓄熱器効率が先に比べてやや小さいのは、Fig. 5(c) にあるように蓄熱器における位相が進行波位相からずれておおよそ -30° であることに起因していると考えている。進行波位相のときには、圧力変動による「圧縮—膨張」と変位振動による「加熱—冷却」という熱力学的プロセスがタイミングよく実行されるが、定在波位相に近づくにつれそのタイミングがずれ、スターリングサイクルが実行しにくくなる。

Fig. 5 Axial distribution of (a) acoustic power, (b) magnitude $|z|$ and (c) phase ϕ of specific acoustic impedance z with and without the branch resonator. Vertical arrows indicate the position of the branch resonator.

進行波位相からのずれがより大きな第一段、第二段の蓄熱器では、効率の低下も著しい。しかもこれらの蓄熱器では、 $|z|$ が低下するために Q_D の増加が避けられない。ただし、定在波位相に近づくと、不可逆的な熱交換を通じたエネルギー変換により、温度比 T_H/T_C を超える増幅率 G が可能になる⁹⁾。実際、Fig. 5(a)に示すデータでは温度比の3乗 $(T_H/T_C)^3=6.9$ を超える $G=13$ が実現している。

蓄熱器を3つ直列に並べた音響パワー増幅においては、進行波位相からのずれと $|z|$ の低下が上流側蓄熱器で顕著になる。定在波成分の寄与により、増幅率が增大する効果もある一方で、 $|z|$ の低下と位相のずれのために、その効率は一段増幅の場合に観測された最大値63%を大きく下回る結果となった。この問題を解決するために枝管共鳴管を用いて位相の改善を試みることにした。

4. 枝管音場調節による多段増幅実験

枝管共鳴管による音場調節の原理を説明するために、次式で与えられる音響アドミタンス Y を導入する。 Y は次式で与えられる。

$$Y = \frac{Au}{p} \quad (6)$$

音波配管に枝管共鳴管を接続した場合を考え、接続点上流側から接続点へ向けて外挿して得られる Y を Y_1 とする。同様に、枝管入口を Y_2 、下流側を Y_3 とする。接続点では圧力 p が共通であり、しかも体積流量が保存することから

$$Y_1 = Y_2 + Y_3 \quad (7)$$

が成立する。つまり枝管共鳴管の音響アドミタンス Y_2 の分だけ接続点上流のアドミタンス Y_1 を下流側の音響アド

Fig. 6 Acoustic admittance Y of the branch resonator.

ミタンス Y_3 から変化させることが可能である¹⁰⁾。

3の実験で使用した装置における一段目蓄熱器の音場を調節するため、一段目と二段目の蓄熱器の間に枝管共鳴管を設置した。Fig. 4に示すように、枝管共鳴管はヘルムホルツ共鳴器の形状をしており、内径8 mm、長さ0.7 mのネック部分とバッファータンク（内径40 mm、長さ1.6 m）からなる。Fig. 6に、別の実験装置で調べた枝管共鳴器のアドミタンスの実部と虚部を示す。図には、音響理論に基づく計算値も示した。共鳴周波数そのものは理論値とよく一致した。しかし、95 Hzで実験値と計算値を比較すると、 $\text{Im}Y_2$ が2%程度のずれなのに対して、 $\text{Re}Y_2$ は実験値が20%程度大きくなった。実験的に求めた音響アドミタンス Y_2 から期待されることは、一段目と二段目の蓄熱器の間における、流速に対する圧力の位相 ϕ が -79° から -67° へと 13° だけ位相が増加することである。

枝管を接続した場合の結果を Fig. 5(a)-(c)に合わせて示した。 $L=0.87$ mの位置の矢印が枝管設置位置を表しており、点線のデータが枝管付きの結果を表す。Fig. 5(c)にあるように、枝管の効果により位相が予想通り 13° だけ進行波位相に近づいた。結果的に、枝管を設置したことで、第一段、第二段、第三段の蓄熱器効率 η はそれぞれ4%、8.7%、17.7%となった。一段目蓄熱器の効率が確かに改善されていることがわかる。しかし、多段増幅全体の効率 η は7.32%と枝管なしの場合(7.2%)とほとんど変化がなかった。これは、Fig. 5(a)に示されるように、枝管接続点において音響パワーが0.6 W程度散逸しているためである。よって、枝管の使用は位相調節には有効であるが、それに伴う音響パワー散逸に注意する必要がある。位相調節機構と少ないロスを両立する枝管共鳴器の開発が重要になる。

5. まとめ

比音響インピーダンスの大きさを変化させ、熱音響エネルギー変換の効率を調べた。本質的には、カルノー効率の60%以上の効率が期待できることが分かった。複数の蓄熱

器を直列に配列した多段増幅では、増幅率は温度比を上回る一方で、効率は単段増幅を下回る。この原因は圧力と流速の間の位相差が進行波位相から定在波位相に近づくためである。この改善策の一つは枝管共鳴管の使用である。

参 考 文 献

- 1) P. Ceperley: "A pistonless Stirling engine-traveling wave heat engine," J. Acoust. Soc. Am. **66** (1979) 1508-1513
- 2) 富永 昭:「熱音響工学の基礎」, 内田老鶴圃, 東京 (1998)
- 3) T. Yazaki, A. Iwata, T. Maekawa and A. Tominaga: "Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube," Phys. Rev. Lett. **81** (1998) 3128-3131
- 4) S. Backhaus and G.W. Swift: "A thermoacoustic Stirling heat engine," Nature **399** (1999) 335-338; "A thermoacoustic-Stirling heat engine: detailed study," J. Acoust. Soc. Am. **107** (2000) 3148-3166
- 5) T. Biwa, R. Komatsu and T. Yazaki: "Acoustical power amplification and damping by temperature gradients," J. Acoust. Soc. Am. **129** (2011) 132-137
- 6) K. Takao and T. Biwa: "Multistage thermoacoustic Stirling engine electric generator," Proceedings of International Stirling Engine Conference, November 2009, Groningen, The Netherlands
- 7) A. Fusco W. Ward and G. Swift: "Two-sensor power measurements in lossy ducts," J. Acoust. Soc. Am. **91** (1992) 2229-2235
- 8) T. Biwa, Y. Tashiro, H. Nomura, Y. Ueda and T. Yazaki: "Acoustic intensity measurement in a narrow duct by a two-sensor method," Rev. Sci. Instr. **78** (2007) 086110; "Experimental verification of a two-sensor acoustic intensity measurement in lossy ducts," J. Acoust. Soc. Am. **124** (2008) 1584-1590
- 9) T. Biwa, Y. Tashiro, U. Mizutani, M. Kozuka and T. Yazaki: "Experimental demonstration of thermoacoustic energy conversion in a resonator," Phys. Rev. E **69** (2004) 066304
- 10) A. Obayashi and T. Biwa: "Combined thermoacoustic device," TEION KOGAKU **47** (2012) 24-30 (in Japanese)
大林 敦, 琵琶哲志:「合成熱音響デバイス」, 低温工学 **47** (2012) 24-30

琵琶哲志

昭和 46 年 2 月生。平成 5 年名古屋大学工学部応用物理学卒業。平成 11 年名古屋大学大学院工学研究科結晶材料工学専攻博士課程修了。平成 11 年より名古屋大学、平成 18 年より東北大学で熱音響現象の基礎と応用に関する研究に従事。

高尾 景

1986 年 9 月生。2009 年東北大学工学部機械知能・航空工学科卒業。2011 年東北大学大学院工学研究科博士前期課程修了。2011 年より(株)日立プラントテクノロジー勤務。

Appendix

一連の実験において、入力熱量が大きくなるにつれて低温側熱交換器の中心温度が上昇する現象が観測された。音響パワー増幅率が本質的に温度比で決まる熱音響スターリ

Fig. A1 Schematic cross-sectional view of the cold heat exchanger. The thin black lines represent brass plates.

ングエンジンにとっては、低温側熱交換器の温度上昇は解決すべき課題である。ここでは、そのデータを紹介したい。

低温側熱交換器を中心軸から見た概略図を **Fig. A1** に示す。厚さ 0.5 mm、管軸方向長さ 10 mm の真鍮平板が 1 mm の間隔をあけて平行に並んでいる。この熱交換器において、二つのシース熱電対（シース直径 1 mm）を用いて時間平均温度を計測した。一つは熱交換器中心にその先端測温部を設置し、もう一つは側壁に設置した。それぞれ測定した温度を $T_{C,m}$, $T_{C,wall}$ とする。（本文中で使用している温度 T_C は、 $T_{C,m}$ を指す。）

本文中 2 で行った、さまざまな比音響インピーダンスでの単段増幅実験中に観測された、 $T_{C,m}$ と $T_{C,wall}$ の差 $\Delta T_C = T_{C,m} - T_{C,wall}$ と入力熱量 Q_{IN} の関係を **Fig. A2** に示す。プロット点 $\blacktriangle$ が $|z| = 1000 \text{ Ns/m}^3$, $\bullet$ が $|z| = 3500 \text{ Ns/m}^3$, $\blacksquare$ が $|z| = 8500 \text{ Ns/m}^3$ の結果を表している。 Q_{IN} は低温熱交換器からの放熱量とは等しくないが、音響パワーの増加量がせいぜい 5 W 程度であること、また実験中、 T_H を一定に保っていたことから、放熱量の差異を反映すると考えている。**Fig. A2** によれば、 Q_{IN} が大きくなるにつれて、つまり低温熱交換器を通じて生じる音波から外界への放熱量が増加するとともに ΔT_C が大きくなった。重要なのは、どの $|z|$ でも、つまり速度振幅が異なっても、 ΔT_C と Q_{IN} の関係には著しい変化が見られないことである。より詳細な熱量計測と温度計測を行い、振動流場における熱交換器を理解することは今後の重要課題であると考えている。

Fig. A2 Temperature difference ΔT between the center and the sidewall of the heat exchanger, when input heat Q_{IN} is varied.