ループ型熱音響音波発生機の特性

畠沢 政保^{*†}, 野中健太郎^{**}^{*} 日本大学短期大学部 千葉県船橋市習志野台 7-24-1 ([†] E-mail: hatazawa @eme.cst.nihon-u.ac.jp)^{**} (株) 本田技術研究所栃木研究所 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630

(2000 年 12 月 15 日受理)

Characteristics of a Loop-type Thermoacoustic Sound Wave Generator

Masayasu HATAZAWA and Kentarou NONAKA

Junior College of Nihon University, 7-24-1 Narashinodai, Funabashi-shi, Chiba 274-8501

Honda R&D Co. Ltd., 4630 Shimotakanezawa, Haga-machi, Haga-gun, Tochigi 321-3393

(Received December 15, 2000)

Synopsis: The characteristics of a new loop-type thermoacoustic sound wave generator, in which two closed-end connected-type generators are connected to each other at the open ends by four bent tubes and sealed hermetically, are described. It has been reported that two types of sound wave generators, in which two identically shaped systems are connected to each other at either the open ends or the closed ends, can operate stably. In the new loop-type sound wave generator, which has the benefits of the above-mentioned types of sound wave generators, the pressure, velocity amplitude, acoustic intensity, and heat transferred by sound waves are greater than those of the other connected-type ones. And harmonics in pressure signals and no harmonics in velocity signals are observed at the connected part. An optimum theoretical sound wave frequency of 100 Hz is also confirmed for this type of sound wave generator.

Key words: thermoacoustic phenomena, sound wave generator, velocity amplitude, pressure amplitude, heat transfer

1. 結 言

可動部分が全く無く、熱から仕事（音波）へのエネルギー変換が直接できることから、熱音響現象¹⁾が注目されており、近年各機関や企業で研究が盛んに行われている。また、熱音響現象を利用した冷凍機²⁾、パイプオルガン³⁾、ガスオルガン⁴⁾ならびに熱音響発電⁵⁾などの報告がされているものの、その変換効率が依然低いため、実用化にほど遠いのが現状である。

以上の背景から、筆者らは、熱音響現象を利用する機器の開発⁶⁾を進めているが、それと並行して、熱から仕事へのエネルギー変換効率の向上を目指して、上記機器において重要な役割を果たす熱音響音波発生機⁷⁾の開発⁸⁾を行っている。

その一環として、従来、単独で用いられていた熱音

響音波発生機（以降、音波発生機という）2 機の閉口端部の蓋を取り除き閉口端同志で結合するあるいは閉口端同志で結合する突き合わせ型熱音響音波発生機⁷⁾を提案し、性能を確認した。その結果、特別な制御をしなくても、2 機の音波発生機を閉口端部の蓋を取り除き閉口端同志で結合させる（以降、閉口端結合という）と、圧力・速度振幅が共に単独動作の場合とほぼ等しく、音波による熱輸送量もほとんど変わらない。また、結合部を境に等距離離れた位置における各号機の圧力変動の位相が自然と同期する。一方、2 機の音波発生機を閉口端同志で結合させる（以降、閉口端結合という）と、圧力・速度振幅が共に単独動作に比べて著しく増加し、音波による熱輸送量も大幅に増大する。かつ結合部を境に等距離離れた位置における各号機の圧力変動の位相が自動的に反転する極めて興味深

い現象が確認できた。

上記の開口端同志および閉口端同志を結合した両機の特徴いずれも熱音響現象を利用する機器の性能を向上させるのに大きく寄与すると考えられることから、ここでは双方の結合機の長所を十分に反映させるべく、2組の閉口端結合機をさらに開口端同志で結合し、かつ密閉したループ型熱音響音波発生機を開発し、充分に動作することを確認した⁸⁾。また、音波発生機を単独で、あるいは2機を閉口端同志および開口端同志で結合して動作させたいずれの場合に比べても、ループ型音波発生機の性能が飛躍的に向上することを確認した。さらに、本研究に採用している形式の音波発生機では、最適な発生音波の理論周波数が100 Hzであることを再確認したので、それらの報告をする。

2. 実験装置および実験方法

Fig. 1 に音波発生機を示す。同一仕様の音波発生機を4機（以降、1号機、2号機、3号機、4号機という）製作し、実験条件に応じて、適宜、音波発生機を各々単独で、あるいは突き合わせ型では2機、またループ型では4機組み合わせ使用した。個々の音波発生機は共鳴管、スタック、高温・低温熱交換器からなる。共鳴管全長 L （基本周波数の音波が発生する時、共鳴管の長さは発生音波の $1/4$ 波長に相当する）は設定しようとする発生音波の理論周波数 f_{TH} によって異なるが、ここでは共鳴管内の空気温度を 20°C と仮定したときに $f_{TH}=75\text{ Hz}$ となるように $1,130\text{ mm}$ とした。しかし、音波発生機を単独あるいは各結合して動作させたいずれの場合も、共鳴管内では気体温度が仮定した 20°C より高く、空気の音速が速いため、実際に発生する音波の周波数は f_{TH} より約7%高い 80 Hz を得ている。なお、共鳴管の高温部には内径 30 mm 、肉厚 1 mm の SUS304 製ステンレス管を、また、共鳴管内各部の温度、速度、圧力の測定および流れの観察を容易にするために、低温部には内径 32 mm 、肉厚 4 mm の透明なアクリル管を使用した。さらに、スタックには内径 1.6 mm 、肉厚 0.2 mm 、長さ 80 mm の SUS304 製ステンレス管を180本束ねたものを使用した。

高温熱交換器は約 800°C もの高温に熱せられるため、酸化を防ぐ上から、ニッケル製とし、その外周に外径 1.6 mm 、長さ 1.88 m 、発熱量 500 W のシース型ヒータを巻き直流電源（ 6 A 、 110 V ）により加熱した。低温熱交換器は全て銅製であり、外周部にはんだ付けた銅管内に水を流して冷却した。両熱交換器には、作動気体との熱の授受を効率良く行うために、中央部に直

Fig. 1 Single-type thermoacoustic sound wave generator.

Fig. 2 Loop-type thermoacoustic sound wave generator.

径 3 mm の孔が55個開けられており、厚さは共に 20 mm である。

Fig. 2 に新しく開発したループ型熱音響音波発生機を示す。同仕様の音波発生機を4機使用しており、1、2号機および3、4号機を閉口端同志で結合させ、さらに1、4号機および2、3号機の開口端同志を中心円周長さ 270 mm 、曲率半径 100 mm 、内径 32 mm の SUS304 製ステンレスバンド管を用いてループ状に接続し、共鳴管を密閉した。なお、作動流体には大気圧の下空気を用いた。高温・低温熱交換器、スタックおよび共鳴管内各位置における温度はシース外径 0.3 mm の K 型熱電対（助川電機）で、また、低温熱交換器の出入口水温はシース外径 3.2 mm の白金測温抵抗体（助川電機）で測定し、レコーダに、またスキャナを介してコンピュータに記録した。

さらに、同じ位置における管中心部の速度を I 型プロブを用いて定温度型熱線風速計（日本カノマックス 1010）で、また管壁の圧力を半導体圧力センサ（エ

Fig. 3 Pressure signals in the resonance tube.

Fig. 4 Velocity signals in the resonance tube.

ンデブコ 8501C-15) で同時に検出し、取り込み時間 100 μsec で AD 変換して、パソコンで処理した後、適宜プリンタに出力した。

3. 実験結果および検討

3.1 ループ型音波発生機の特性

3.1.1 速度および圧力の波形

Fig 3, 4 は $f_{\text{TH}} = 75 \text{ Hz}$, 熱入力 $Q_{\text{MH}} = 400 \text{ W}$ の場合、音波発生機を単独動作、開口端結合およびループ型で動作させたときの共鳴管内の各位置において同時測定した圧力、速度波形を示す。なお、単独動作と閉口端結合機では閉口端から等しい距離離れた位置における圧力、速度の振幅および波形がほとんど変わらないため、ここでは閉口端結合機の結果を割愛した。単独動作に比べ、開口端結合機およびループ型の圧力・速度の両波形が大きく異なっている。

単独動作では、閉口端からの距離 x_c の違いにかかわらず、圧力と速度の位相が約 90° ずれ、また、双方の波形が正弦波状を呈している。しかし、共鳴管内に空気が密閉されている閉口端結合機およびループ型では、 x_c の各位置における圧力・速度の波形は共に特異であり、正弦波とかけ離れた形になっている。さらに、共鳴管結合部に近付くにつれて、圧力波形は分波しており、速度波形の 2 倍の周波数成分が現れている。特に、ループ型では、 $x_c = 1,130 \text{ mm}$ (開口端同志の結合部) の位置において圧力波形が発生音波周波数の 2 倍に分波しており、きれいな正弦波形をしている。一方、速度振幅は各結合機共に $x_c = 435 \text{ mm}$ で最も小さく、 x_c の増加と共にその振幅は大きくなる。さらに、 $x_c = 435 \text{ mm}$ において順流、逆流 (閉口端から開口端側への流れを順流、その逆方向の流れを逆流という) の速度振幅の差が最も大きい、 x_c の増加と共にその差は小さくなり、ループ型の場合、 $x_c = 1,130 \text{ mm}$ では順流・逆流の速度振幅にほとんど差が見られない。さらに、速度波形に発生音波の基本周波数成分のみが見られる。一方、圧力波形には発生音波の 2 倍の周波数成分が見られる興味深い結果が得られた。

以上のことは、2 機の音波発生機を開口端同志で結合させると、結合部付近で特異な現象が生じていることを示唆している。したがって今後、圧力・速度をより詳細に測定して、共鳴管内の流れの機構 (振動流) を解明する必要がある。

3.1.2 共鳴管内の気体の運動

Fig. 5 は $Q_{\text{MH}} = 400 \text{ W}$ で、2 機の音波発生機を各々単独に、また開口端同志および閉口端同志で結合させて

Fig. 5 Phase difference in pressure signals.

Fig. 6 Conceptual diagram of flow in the resonance tube.

動作させた場合の閉口端あるいは閉口端結合部から 435 mm 離れた位置における各号機の圧力波形を示す。

2 機の音波発生機が各々単独で動作する場合、双方の発生周波数がほぼ等しいものの、双方の位相には関連性がない。一方、開口端結合機では、結合部より等距離離れた各号機の圧力振幅が単独動作に比べて増大し、かつ双方の圧力波形が反転しており、位相が 180° ずれている。しかし、閉口端結合機では、両機の圧力波形が同位相になっており、多少の差は見られるものの双方の圧力振幅値がほとんど等しくなっている。

以上のことから、突き合わせ型音波発生機の共鳴管内における作動流体は Fig. 6 (a), (b) に示すように動作していると考えられる。なお、図中の矢印の大きさは

速度振幅の大きさを模式的に表す。開口端結合機では、作動流体は両閉口端で交互に反射され共鳴管内で単独に往復運動している。しかし、閉口端結合機では、2機の音波発生機が閉口端において蓋が取り除かれて結合されており、共鳴管内が貫通しているにもかかわらず、両音波発生機の結合部にあたかも壁があり、そこで各号機内に発生する音波が反射されているような流れになっていると考えられる。

ループ型音波発生機は、2機の音波発生機を開口端同志で結合ならびに閉口端同志で結合して動作させた両方の場合の特徴を有しており、さらに、Fig. 3, 4に見られるように、閉口端あるいは閉口端結合部より等距離離れた位置において各号機の圧力と速度が開口端結合機と同様の变化をしていることから、密閉された共鳴管内では作動流体が上記両結合機の共鳴管内の流れと類似の運動をしていると思われる。

3.1.3 熱音響音波発生機の性能評価

結合の違いによる音波発生機の性能向上を評価する際に、本研究では、圧力振幅、速度振幅および音波によって運ばれる熱量、さらに次に示す音響の強さ^{9,10)}を採用する。

一方が閉じ、もう一方が開放している管の中に定在波が存在すると仮定すれば、閉口端からの距離 x_c における共鳴管内の圧力および速度振幅の変化は

$$P_a = P_{a \max} \cos \frac{2\pi x_c}{4L} \quad (1)$$

$$V_a = V_{a \max} \sin \frac{2\pi x_c}{4L} \quad (2)$$

で表される。また圧力と速度の時間変化はそれぞれ

$$p = P_a \cos \omega t = P_{a \max} \cos \frac{2\pi x_c}{4L} \cos \omega t \quad (3)$$

$$v = V_a \sin \omega t = V_{a \max} \sin \frac{2\pi x_c}{4L} \sin \omega t \quad (4)$$

で表される。したがって閉口端から x_c における共鳴管内の音響の強さ^{9,10)}は式(5)で表すことができる。

$$\begin{aligned} p v &= \frac{1}{2} P_a V_a \sin 2\omega t = \frac{1}{4} P_{a \max} V_{a \max} \sin \frac{\pi x_c}{L} \sin 2\omega t \\ &= \frac{1}{4} \frac{P_{a \max}^2}{\rho c} \sin \frac{\pi x_c}{L} \sin 2\omega t \end{aligned} \quad (5)$$

よって、ここでは閉口端より任意の距離 x_c における共鳴管内の発生音波の音響強さとして、圧力振幅と速度振幅の積よりなる $1/2 P_a V_a$ を採用する。また、音響の強さは、 $2\omega t = (2n + 1/2)\pi$ (n は正の整数である) かつ共鳴管長さのちょうど半分的位置 $x_c = L/2$ で最大とな

り、 $1/4 P_{a \max} V_{a \max}$ もしくは $P_{a \max}^2 / (4\rho c)$ となる。したがってここではそれらの値も合わせて採用する。

3.1.4 圧力および速度振幅の分布

本研究では4機の音波発生機を同じ仕様で製作したにもかかわらず、各号機の性能に僅かな差が見られるため、ここでは音波発生機を単独ならびに各結合して動作させたいずれの場合も同じ号機で各性能を評価している。

Fig. 7は音波発生機を単独、開口端結合、閉口端結合およびループ型で動作させた場合(いずれの場合も発生音波の理論周波数は $f_{TH} = 75$ Hz である)の閉口端からの距離 $x_c = 435$ mm における熱入力 Q_{MH} の変化に伴う圧力振幅 P_a の変化を示す。なお、ここで圧力振幅はFig. 3に示す各位置における圧力変動より、その最大値として求めた。結合の違いによる差は明らかであり、各熱入力においてループ型音波発生機の圧力振幅が他の結合機に比べて際だって大きい。 $Q_{MH} = 400$ W の場合、単独動作と同程度の閉口端結合機に比較して約 2 kPa、

Fig. 7 Change in pressure amplitude.

Fig. 8 Change in velocity amplitude.

Fig. 9 Change in acoustic intensity.

Fig. 10 Change in temperature of hot heat exchanger.

25 %も増加しており、また、開口端結合機に比べても約1 kPa、10 %増加している。

Fig. 8 は音波発生機を単独あるいは各結合して動作させた場合の、熱入力 Q_{MH} の変化に伴う 1 号機の $x_c = 817$ mm における速度振幅 V_a の変化を示す。なお、ここで速度振幅は Fig. 4 に示す各位置における速度変動より、その最大値として求めた。圧力振幅の結果と同様に 4 機の音波発生機をループ状に結合させた効果は顕著であり、熱入力 $Q_{MH} = 400$ W のとき、単独動作および閉口端結合機と比較して速度振幅が約 60 % 以上も大幅に増加しており、さらに、開口端結合機に比べても約 6.5 m/s、20%増加している。

Fig. 9 は、 $f_{TH} = 75$ Hz、 $x_c = 435$ mm における音波発生機を単独動作および各結合させ動作させた場合の音響強さ $1/2 P_a V_a$ の変化を示す。単独動作および各結合機の音響強さは熱入力 Q_{MH} の増加とともに増加する。また、各熱入力において音響強さは単独動作に比べて、閉口端結合機では同等であり、開口端結合機では 2 倍以上、さらにループ型では 2.8 倍以上に増加している。

Fig. 11 Change in temperature of cold heat exchanger.

Fig. 12 Change in heat transferred by sound waves.

以上に述べたように、2 組の閉口端結合機をさらに開口端同志で結合したループ型音波発生機では、単独動作および開口端結合機に比べて各性能が際だって向上している。その原因として、ループ型では、共鳴管の結合部に近付くにつれて、各号機自身から発生する音波と他の号機から発生する音波とその閉口端で反射される音波との間の相互干渉がより一層増大する。その結果、作動流体の押し込み効果がより一層顕著になり、速度・圧力振幅および音響の強さが共に増加するためと考えられる。

なお、単独動作および各結合において圧力および速度変動の波形より求められた発生音波の周波数の実測値は 80 Hz であり、理論値 75 Hz よりも約 7 % 高い値を示している。その理由として、理論発生周波数は 20 °C、大気圧の下で算出しているが、単独および各結合で動作する場合、共鳴管内の気体温度が上昇し、音速が増加する。その結果、実測値が理論値よりも高いと思われる。

Fig. 13 Change in maximum pressure amplitude.

Fig. 14 Change in maximum velocity amplitude.

3. 1. 5 高温・低温熱交換器の温度および音波による熱輸送量の変化

Fig. 10, 11 は結合の変化に伴う高温・低温熱交換器の温度 T_{SH} , T_{SC} の変化を示す。 $Q_{MH} = 400$ W では、高温熱交換器の温度はループ型が最も低く、開口端結合機より約 70 °C、単独動作に比べ約 280 °C も低くなる。また、低温熱交換器の温度はループ型が最も高く、開口端結合機に比べ約 80 °C、単独動作に比べると約 90 °C も上昇する。すなわち、高温熱交換器から低温熱交換器へ音波によってより多くの熱が運ばれ、その結果、高温熱交換器の温度は低下し、逆に低温熱交換器の温度が上昇するものと考えられる。

また、音波による熱輸送量 Q_{ST} は、低温熱交換器の冷却水の出入口温度差と水量より求めた排熱量 Q_{SW} よりスタックを伝わる伝熱量 Q_{SQ} (計算値) を差し引いたものであり、式(6)で求められる。

$$Q_{ST} = Q_{SW} - Q_{SQ} \quad (6)$$

Fig. 12 は結合の違いによる音波による熱輸送量 Q_{ST} の変化を示す。圧力・速度振幅の結果と同様に $Q_{MH} = 400$ W のとき、ループ型音波発生機における Q_{ST} が開口端

(a) Acoustic intensity based on maximum pressure and velocity amplitude.

(b) Acoustic intensity based on maximum pressure amplitude and acoustic impedance.

Fig. 15 Change in acoustic intensity at different theoretical sound wave frequency.

結合機に比べ約 10 %, 閉口端結合機に比べ約 90 W も増大する。

以上のことからループ型音波発生機では単独動作に比べ各性能が優れている開口端結合機に比べてもなお圧力・速度両振幅、音響の強さおよび音波による熱輸送量が大幅に増大していることから、さらなる熱音響機器の性能向上が期待できる。よって、今後、より多数の音波発生機を組み合わせた螺旋型音波発生機等の開発も考えられる。

3. 2 音波発生機の性能に及ぼす発生音波周波数の影響

是永と畠沢は本研究に採用した形式の音波発生機において、共鳴管の長さを変えることで理論周波数を $f_{TH} = 50 \sim 125$ Hz に、また熱入力を 200~300 W の範囲で変えて共鳴管内各位置において I プロブおよび定温度型熱線風速計を用いて管中央部の軸方向速度変動の測定を行い、最適な発生音波周波数 f_{op} が 75 Hz あるいは 100

Hz¹⁰⁾であると報告している。しかし、音波発生機のさらなる性能向上を目指す上でも、 f_{op} を再確認する必要がある。よって、ここでは、最大圧力振幅、最大速度振幅および音響の強さを採用して、別に行った実験結果から f_{op} を再確認する。なお最大圧力振幅 P_{amax} は $x_c=435$ mmにおける圧力振幅 P_a を式(1)に代入して求め、最大速度振幅 V_{amax} は $x_c=817$ mmにおける速度振幅 V_a を式(2)に代入して求めた。

Fig. 13, 14は共鳴管の長さ L を各々1,130 mm, 860 mmに変えることで、理論発生周波数を $f_{TH}=75$ Hz, 100 Hzに変えて、音波発生機を単独あるいは開口端結合して動作させた場合の熱入力に対する最大圧力振幅 P_{amax} および最大速度振幅 V_{amax} の変化を示す。なお、実際に発生する周波数は $f_{TH}=100$ Hzで $f=110$ Hzであり、 $f_{TH}=75$ Hzで $f=80$ Hzであった。いずれの場合も $f_{TH}=100$ Hzの圧力および速度振幅が75 Hzに比べて大きく、さらに発生周波数の変化にかかわらず、単独動作に比べ開口端結合機の方が P_{amax} , V_{amax} 共に大きいことがわかる。また、音波による熱輸送量も100 Hzのほうが多いことを別途確認している。

Fig. 15(a)は各熱入力における理論発生周波数 f_{TH} の違いによる音響の強さの最大値 $1/4 P_{amax} V_{amax}$ を、また、Fig. 15(b)は $P_{amax}^2/(4\rho c)$ の変化を示す。

熱入力の増加に伴って音響の強さは増加している。さらに単独動作の場合、各周波数における $1/4 P_{amax} V_{amax}$ と $P_{amax}^2/(4\rho c)$ はほぼ等しい値を示すが、開口端結合機では $1/4 P_{amax} V_{amax}$ が $P_{amax}^2/(4\rho c)$ を大きく上回っている。これはFig. 3, 4に見られるように単独動作の場合には、圧力、速度の両波形が正弦波形であるのに対して、開口端結合機では、圧力、速度波形が正弦波形より大きく異なっていることに起因する。その原因については現在解析を進めているところであり、ここでは言及しない。しかし、Fig. 13からFig. 15に示すいずれの場合でも、単独動作および開口端結合機において $f_{TH}=100$ Hzの結果が75 Hzの結果を上回っていることから、本研究に採用している形式の音波発生機では最適な理論発生周波数 f_{op} が100 Hzであることがわかる。

4. 結 言

ループ型音波発生機を新しく開発し、性能を確認した。また、音波発生機の性能に及ぼす発生音波周波数の影響について調べ、得られた主な結果は以下の通りである。

- (1) 音波発生機を単独および他の結合で動作させた場合に比べ、ループ型音波発生機の圧力、速度振

幅、音響の強さならびに音波による熱輸送量が大幅に増大した。

- (2) 複数の音波発生機を開口端あるいはループ型に結合して動作させると、結合部に近づくにつれて、特異な現象が生じ、圧力変動の周波数が速度変動の2倍となり、波形は正弦波状を呈する。
- (3) 本研究に採用した形式の音波発生機では、理論発生音波周波数が100 Hzの場合に性能が良いことが分かった。

本研究を始めるにあたり、有益な助言と暖かい励ましをいただいた前日本大学教授 是永定美博士ならびに実験遂行に協力頂いた日本大学大学院生 瀬尾宜時氏に感謝する。

参 考 文 献

- 1) G.W.Swift: Thermoacoustic engines, J. Acoust. Soc. Am. **84-4** (1988) 1145
- 2) S.L.Garrett and T.J. Hofler: Thermoacoustic Refrigeration; 熱音響冷凍 (信太茂訳), 冷凍 **68-788** (1993) 26
- 3) 飛原英治: 共鳴管型冷凍機, 伝熱研究 **36-142** (1997) 57
- 4) 西部ガスニュージウムリーフレット. ガスオルガン 37
- 5) 是永定美, 畠沢政保, 畑中 大, 中川麻希子: 熱音響音波発生機の流れとその応用 (熱音響発電), 日本機械学会論文集 **66-646B** (2000) 106
- 6) 森田浩之, 畠沢政保, 是永定美: 熱音響冷凍機の特長 (周波数および強制冷却の影響), 日本機械学会第3回スターリングサイクルシンポジウム **99-26** (1999) 145
- 7) 野中健太郎, 瀬尾宜時, 畠沢政保, 是永定美: 突き合わせ型熱音響音波発生機と冷凍機の性能. ibid. 137
- 8) 畠沢政保, 是永定美, 野中健太郎, 瀬尾宜時: ループ型熱音響音波発生機の特長. 日本機械学会第4回スターリングサイクルシンポジウム **00-15** (2000) 107
- 9) 機械工学便覧, 基礎編, 応用編. 日本機械学会編. 丸善 (1993-3) A3-58
- 10) A.P.Dowling and J.E.Williams Ffowcs: Sound and sources of sound. Ellis Horwood Publishers (1983) 23
- 11) 是永定美, 畠沢政保, 熱音響音波発生機内の流れ, 日本機械学会講演論文集 **97-1(III)** (1997) 13