

1. 緒言

液体を微粒化して散布する噴霧技術は、農業分野では湿度管理や農薬の散布等、様々なところで使用されている。特にハウス栽培において、噴霧による湿度管理により作物の高品質化、収穫量の増量が可能となるため、近年用いられ始めており、本研究室でも利便性を有する可搬性のある噴霧装置の開発に取り組んでいる。

現在研究開発している実験装置は高速空気を液滴に衝突させて微粒化を行っている。しかし、動作時の騒音が大きい。そこで、本課題を対策するため、騒音レベルを 70dB にまで低減させることを研究目的としている。本研究の取り組みは、装置の騒音特性の把握を行い、騒音源の把握及び問題となる周波数を特定する。その後、得られた結果から適切な消音、防音対策を行った。

2. 装置の音響特性

2.1 測定方法

騒音の測定は吸入側、噴出側それぞれの音響特性を把握するため、厚生労働省の「騒音障害防止のためのガイドライン」を参考に、図 1 に示すような測定点とした。測定点にはマイクロホン（小野測器, MI-1235）を噴霧装置の中心をとり、地上高 0.9m として設置した。測定点①は吸入口から発せられている音を測るために実験装置のプロワの後方 1m の位置に設置した。測定点②は実験装置の噴出部から前方に 1m、側方に 1m 離れた位置に設置した。そして、FFT アナライザ（小野測器, DC3000）のパワースペクトル平均で周波数ごとの騒音レベルを計測した。

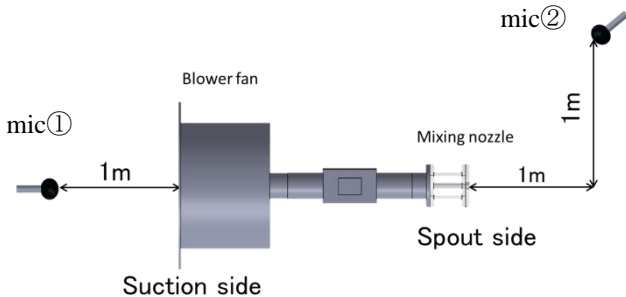


Fig.1 Experimental apparatus and measurement position

2.2 測定結果と考察

図 2, 図 3 に測定点①, ②の結果と Overall 値を示す。プロワ側と噴出側の騒音のピークが同じ周波数成分があることが分かる。その値はプロワ側の Overall 値が大きいことからプロワ部分で発生したものと考えられる。

騒音の発生源の一つであるプロワのファン周波数は、

$$\text{周波数} = \text{羽数} \times \text{回転数} \quad (1)$$

から求めることができる。今回使用したプロワは羽数が 9 枚、回転数が約 620s^{-1} である。これらの数値から発生周波数は約 5500Hz である。また、基本周波数の整数倍で騒音レベルが高くなることが知られているので、5500Hz, 11000Hz, 16500Hz についてはプロ

ワのファンが原因であると考えられる。

また、プロワ回転数に近い 625Hz の倍数でもピークが確認され、プロワの回転が騒音発生の原因になっていると考えられ、騒音を低減するにはプロワから発せられる基本周波数の騒音レベルの対策をとる必要があることがわかった。

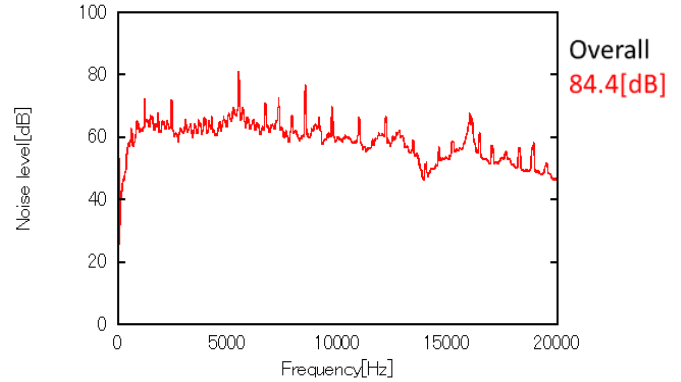


Fig.2 Measured noise level at measurement position ①

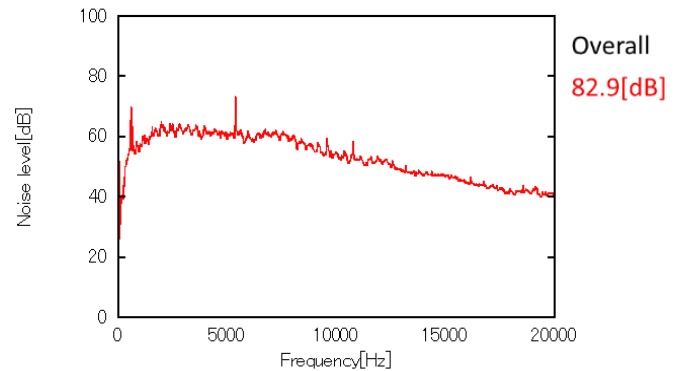


Fig.3 Measured noise level at measurement position ②

3. 消音器の作成

減音構造として図 4 に示す内連結膨張型の消音器を製作した。

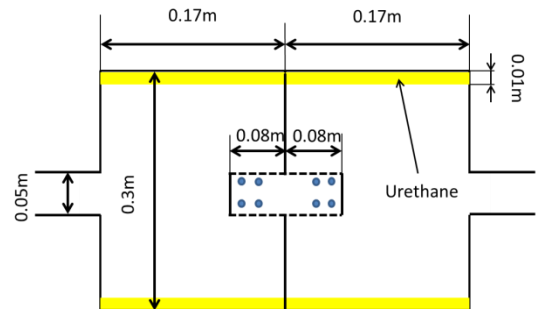


Fig.4 Structure of silencer

消音器の連結部分は実験装置の音波の直接の影響を受けにくくするため、消音器内部に設置されたパイプの左右を塞ぎ、側面に $\phi 8\text{mm}$ の穴を 63 か所あけることで空気の通気口を設け

た。

膨張型の減音特性の理論値は式(2)で求められる¹⁾。膨張比は $m=(d_2/d_1)^2$ から、また、波長定数 K は、波長を λ 、音速を c とすると、 $K=2\pi/\lambda$ から求められる。

$$\begin{aligned} \text{減音量} = 10 \log_{10} & \left\{ \cos 2Kl_e - (m-1) \sin 2Kl_e \cdot \tan Kl_c \right\}^2 \\ & + \frac{1}{2} \left\{ \left(m + \frac{1}{m} \right) \sin 2Kl_e \right. \\ & \left. + (m-1) \tan Kl_e \left[\left(m + \frac{1}{m} \right) \cos 2Kl_c - \left(m - \frac{1}{m} \right) \right] \right\}^2 \end{aligned} \quad (2)$$

式(2)から求めた計算値を図5に示す。

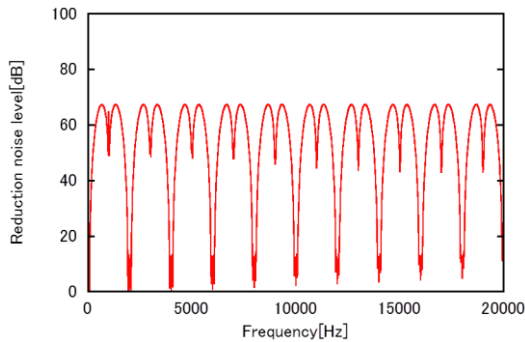


Fig.5 Theoretical value

また、膨張型消音器の減音量の理論式は音波が膨張部を平面波で進むとして考えられている。膨張部に対して波長が短くなると平面波ではなくなるため理論が成り立たなくなる。このため減音量が計算値と実測値で一致しなくなる。この理論式が成立する限界の周波数を限界周波数と言う。限界周波数 f_r は次式で表される

$$f_r = 1.22c/2r \quad (3)$$

c : 音速[m/s] r : 膨張部半径[m]

式(3)より本研究で製作した消音器の限界周波数約700Hzであった。

4. 消音器挿入による音響特性の変化と考察

消音器をブロワの噴出側に挿入した場合と、吸入側に挿入した場合の音響特性の測定を行った。測定方法と測定点は前項で示した位置と同様である。測定点①、測定点②での消音器取付け前後で騒音値の比較を図6、図7に示す。図6より吸入側の測定点①では約3000Hzから減音効果が表れ始め周波数が高くなるにつれて減音量は大きくなっている。周波数が高くなるにしたがって減音量が大きくなるのは吸音材(内貼りウレタンフォーム)による効果だと考えられる。吸入側の騒音レベルのOverall値は9.6dB減少するという結果が得られた。図8の減音量の計算値と実測値のグラフに一致は見られなかった。これは、限界周波数が原因と考えられる。

図7より噴出側に取付けた消音器による減音効果は得ることができなかった。これは、噴出側の騒音の原因がブロワではなくオリフィスの絞り機構により発生している可能性があると考えられる。そのため、オリフィスの有無での騒音特性を調べた。結果を図9に示す。図9よりオリフィスなしの場合は消音効果が得られていることがわかる。しかし、オリフィスを取り付けることにより騒音レベル上昇しており噴霧装置の騒音特性と似た波形となることがわかった。このことから噴出部側での騒音の原因はブロワの音ではなく、オリフィスによる絞り機構が原因である騒音であることがわかった。

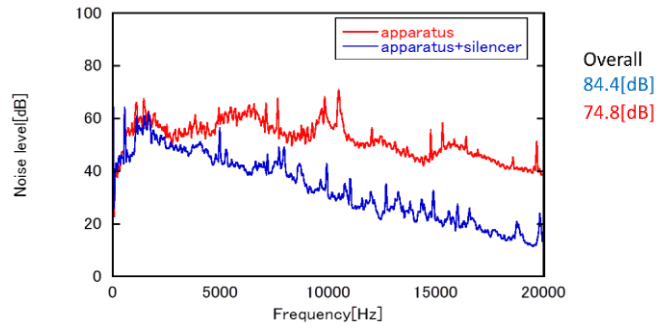


Fig.6 Effect of silencer attached suction side (at ①)

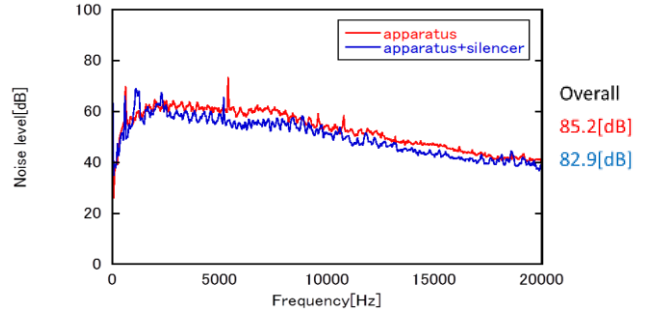


Fig.7 Effect of silencer attached spout side (at ②)

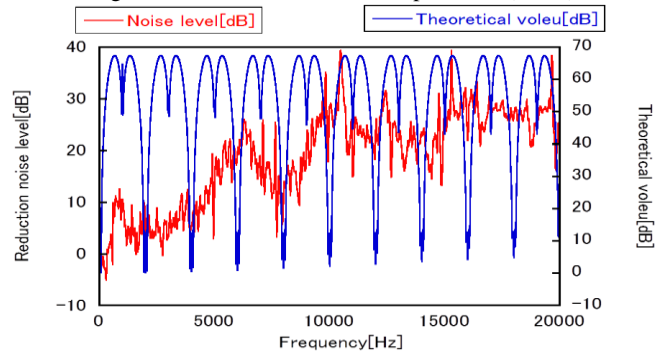


Fig.8 Reference of theoretical and measured values

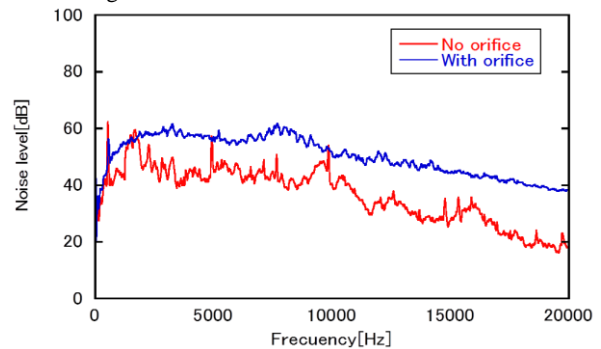


Fig.9 Reference of no orifice and with orifice

5. 結言

本研究では実験装置の騒音低減を図る目的で消音器を作成し、吸入側での騒音を約3000Hzより高い周波数で減音することができ、Overall値を約10dB低減することができた。しかし、目標であった70dBまで騒音を下げることができなかった。また、噴出側では減音効果を得ることができなかった。原因として、オリフィスで騒音が発生しており今回製作した消音器では減音することができなかった。

今後の課題としては噴出部でのピーク周波数以外の騒音の原因の究明とその騒音の低減方法についての検討を行っていかなくてはならない。

参考文献

- (1) 飯野香, 防音装置の設計, 1963.