

新型脱臭除菌機の開発に向けた ファンモーター選定及び評価手法の検討

Selection of a Fan Motor and Consideration of Evaluation Methods for the Development of the Next Model Air Purifiers

技術開発センター
第二開発室 主任技師
亀田 倫之
Noriyuki Kameda

技術開発センター
第二開発室 室長
柴田 将貴
Masaki Shibata

技術開発センター
第二開発室 リーダー
森次 晋介
Shinsuke Moritsugu

技術開発センター
第二開発室 主任技師
安河内 航
Wataru Yasukochi

技術開発センター
第二開発室 技師
坂石 竜文
Tatsuyuki Sakaishi

要 旨

新型脱臭除菌機 MC-S311C の開発に向けて、最適なファンモーターを選定するための選定手法と評価手法の検討を行った。複数種のファンモーターを対象とし、従来同様の風量、騒音の評価に加えて騒音の周波数特性と開発重要項目を含めてスコア化し、比較することで開発に適したファンモーターの選定を試みた。その結果、本開発では最も高いスコアを示したブロアファンを採用した。本稿ではそれぞれの評価結果とスコア化によるファンモーターの選定結果について報告する。

Abstract:

This technical report considers a selection and evaluation methodology for selecting the most suitable fan motor for the development of the new antibacterial deodorizer, model MC-S311C. Usually, several types of fan motors are evaluated acoustic noise and airflow. In addition, a scoring table that included frequency characteristics of acoustic noise and key factors of development is constructed for comparison, in an attempt to select the most suitable fan motor for development. As a result, the blower fan with the highest score was selected for this development. This paper reports the results of evaluation results and fan motor selection based on scoring.

1. 緒言

本稿では、新型脱臭除菌機 MC-S311C の開発に向けて、最適なファンモーターを選定するための評価手法について検討を行った。従来機種 MC-S201 ではブロアファンが採用されていたが、本機では軸流ファン、遠心ファン、ラインフローファンも含めて市場探索を実施した。探索対象は探索期間、組立およびメンテナンスの容易性、入手性を考慮し、汎用品のファン（羽根）とモーターが一体となった製品に限定した。

MC-S311C では、コストと騒音値が最も重要な項目

である一方、風量・静圧・回転数制御範囲等の仕様についても従来機種と同等以上の性能が求められる。そのため、従来機種 MC-S201 使用品を基準とし、モーター単体状態（free-air）および筐体に組み込んだ状態（with pressure loss）の両方で性能比較を実施した。また、従来の風量、騒音評価に加え、騒音の周波数特性も評価することで、不快音の抑制につながる評価手法を新たに検討した。さらに、評価結果と開発重要項目を並べてスコア化することで定量的な比較を可能とし、本開発に最適なファンモーターの選定を試みた。

2. 背景と目的

脱臭除菌機や脱臭機等におけるファンモーターは空気の循環およびフィルター通過効率に影響を及ぼす重要な部品であり、その種類や構造が製品の性能に直結する。MC-S311Cでは、より高い清浄化と静音性の両立が求められたため、従来採用していたブローア型に加え、他方式のファンモーターについても検討を行う必要があった。本稿では複数のファン方式¹⁾について、性能や特徴を整理した後、入手できたファンモーターで風量・騒音の比較評価、不快音抑制のための騒音の周波数特性の評価手法の検討を行い、その評価結果と開発重要項目のスコア化による定量比較によりMC-S311Cに最適なファンモーターを選定することを目的とする。

3. 選定候補と比較方針

本検討では、以下の4方式を選定対象とし、それぞれの特長を記載した上で、Table1に特性をまとめた。

① ブローアファン²⁾

羽根数が多く、限られた容積のケーシングとなるため静圧が高くできる。風量よりも静圧に特性を絞ったファンモーターで騒音値は比較的高い。風量-静圧特性に旋回失速領域（不安定状態）がなく、制御が容易。吸気と排気は90度の関係となる。

② 軸流ファン²⁾

羽根数は少なく構造がシンプル。風量は多いが静圧が不足しやすい。騒音値は比較的低い。風量-静圧特性に旋回失速領域（不安定状態）がある。吸気と排気の関係は同一方向となる。

③ 遠心ファン²⁾

羽根数は少なめだが静圧が高い。動作速度が遅く風量が少ない。軸流よりも騒音値は高い。風量-静圧特性に旋回失速領域（不安定状態）が無く制御しやすい。吸気と排気は90度の関係で、インレットノズルや外装となるケーシングの設計が必要となる。

④ ラインフローファン（クロスフローファン）³⁾

羽根数は遠心ファン程度。風速を広範囲に均一に分布できる。騒音と静圧は低め。吸気と排気はU字形的関係となる。

商社依頼と自己探索による市場調査の結果、十数社のカタログやファン情報を入手できた。絞り込みの条件としては、MC-S201 使用品と仕様比較を行い、コスト、最大風量、最大静圧、騒音値等の特性が類似したものか同等以上のものを選定した。その結果、ブローアファン3種（うち1種は従来品）および軸流ファン2種にて比較評価を行う方針とした。他種のファンについては、遠心ファンは特性に近い製品があったが、見積りみの過程で廃版予定、購入条件未達成等の理由から選定対象外となり、ラインフローファンは最大静圧が従来比で1/3と低く、かつコストも大幅に増加するため不採用とした。

比較方針としては、コスト・サイズ・最大風量・最大静圧・回転数制御範囲・騒音値平均・騒音値ピークの項目を点数化し、総合点が最も高いファンを採用する事とした。尚、MC-S311CとMC-S201のフィルターによる圧損は同程度と見込まれていたため、この前提で比較を進めた。

4. 風量及び騒音の評価

単体および組込の2状態で風量および騒音の比較評価を行った。単体はファンモーター単体（free-air）の状態、組込は従来筐体（MC-S201）にファンを組み込んだ状態（with pressure loss）と定義する。

風量試験はJIS B 8330を準拠し⁵⁾、ダクトと整流格子を吹出口に取り付け、風速計で測定した風速から風量を算出した。尚、軸流ファンは筐体への取り付けが困難であったため、代替として、フィルター部を風路に取り付けて測定を行った。

騒音試験はJEM1467を準拠し⁶⁾、外部機関の無響室で騒音計を用いて試料から1[m]地点の騒音値を測定した。騒音値は周囲4面（左・正面・右・上面）を測定し、それぞれのオーバーオール値の平均値とした。測定時の風量条件は比較の容易性と従来機種風の風量仕様から選定し、単体での風量評価は0.3, 1.0, 2.7[m³/min]とし、組込での風量評価は0.1, 0.2, 0.7[m³/min]で行った。単体の風量および騒音評価結果をFig.1, Fig.3に示し、組込の風量および騒音評価結果をFig.2, Fig.4に示す。

Table1 Types and features of fan motors⁴⁾

| Type | Characteristics | | | |
|-------------|-----------------|-----------------|----------|--------------------|
| | Acoustic noise | Static pressure | Air flow | Intake and exhaust |
| Blower | Middle | High | Low | Vertical |
| Axial | Low | Low | High | Horizontal |
| Centrifugal | Middle | High | Middle | Vertical |
| Line flow | Low | Low | Middle | U-shaped |

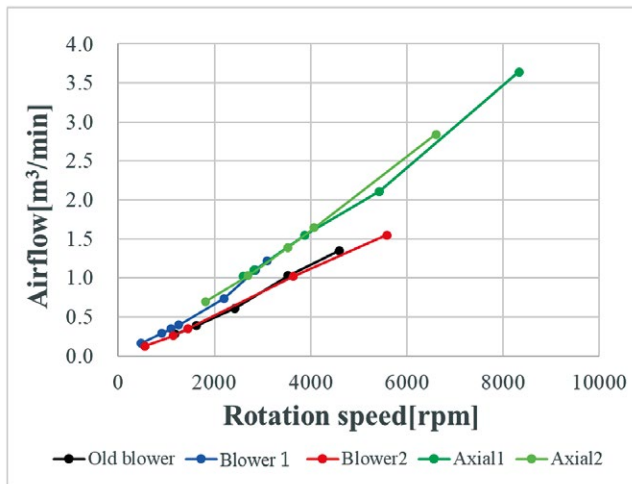


Fig.1 Rotation speed vs airflow under free-air conditions.

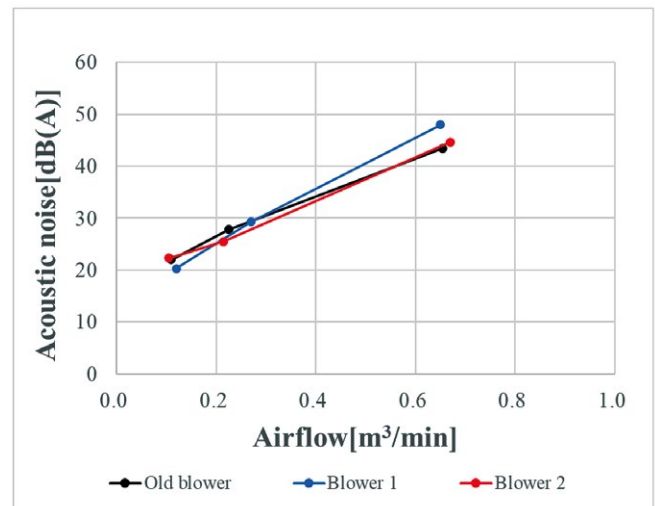


Fig.4 Airflow vs average acoustic noise with pressure loss.

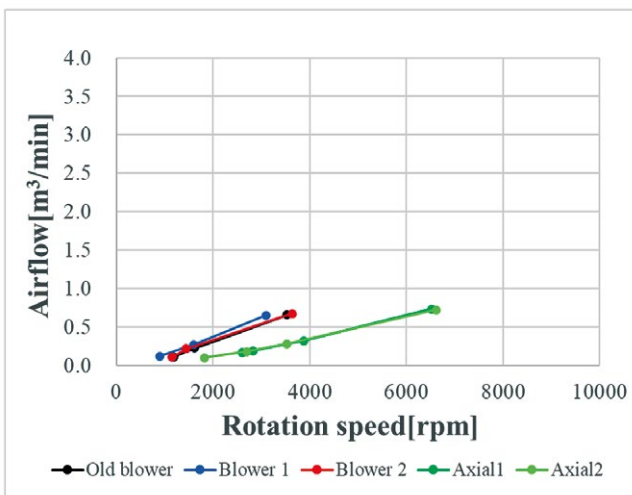


Fig.2 Rotation speed vs airflow with pressure loss.

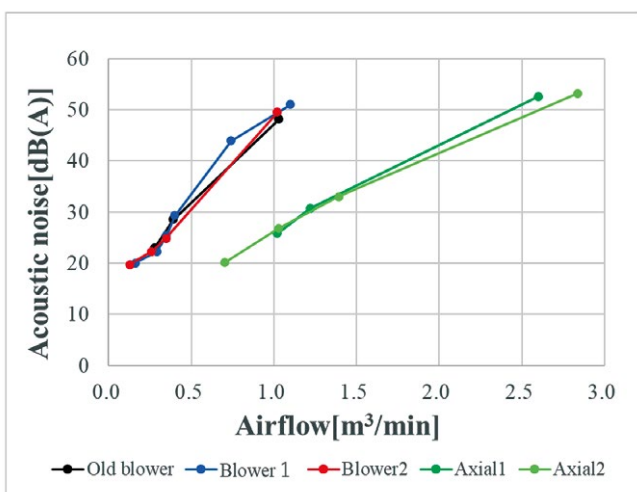


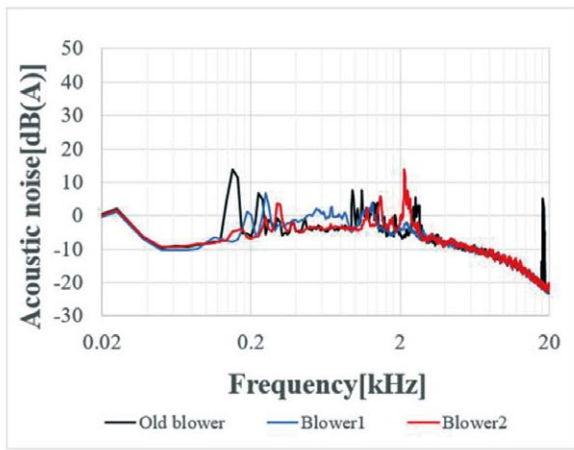
Fig.3 Airflow vs average acoustic noise under free-air conditions.

同一回転数での風量を比較すると、Fig.1の単体では軸流ファンの方が多いが、Fig.2の組込ではブローファンの方が多くなっていることが分かる。例えば、回転数3000[rpm]付近において、従来ブローおよびブロー2は風量が0.2[m³/min]程度しか減衰していないが、ブロー1は0.4[m³/min]、軸流2種は0.7[m³/min]も減衰している。これは、ファン種による静圧特性が大きく関係している。単体と組込での風量を比較した結果、低回転でも多くの風量を得られるブローファンが本開発に適していることが分かった。

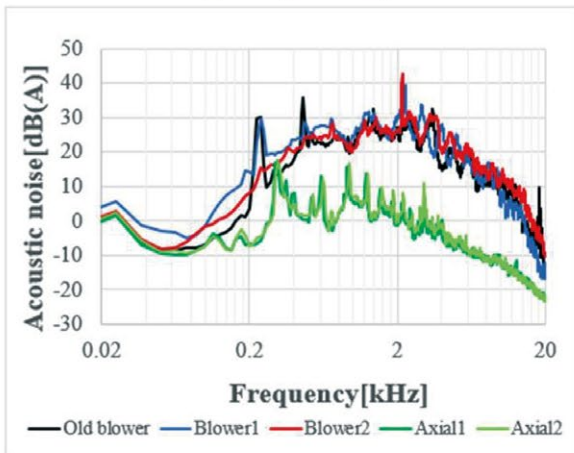
次に、同一風量での騒音値を比較すると、Fig.3の単体では軸流ファンの方が小さいことが分かる。また、風量1.0[m³/min]（回転数約3000[rpm]）の時、騒音値は25[dB(A)]と小さく十分使用可能と考えられる。しかし、Fig.2の組込では、0.7[m³/min]の風量を出すために約7000[rpm]もの回転数が必要となり、この高回転時は耳障りな音が聞こえて不快に感じられた。ここで、軸流ファンの組込での騒音値は測定していない。これは従来筐体への組み込みが困難であり同条件となる筐体の準備や不快音低減対策に期間や費用が発生することが分かったためである。そのため、組込の騒音評価はブローファン3種とした。Fig.4より、各種ブローファンの騒音値を同風量で比較すると大きな変化はなく、同様の傾向となった。

5. 騒音の周波数特性の評価手法検討

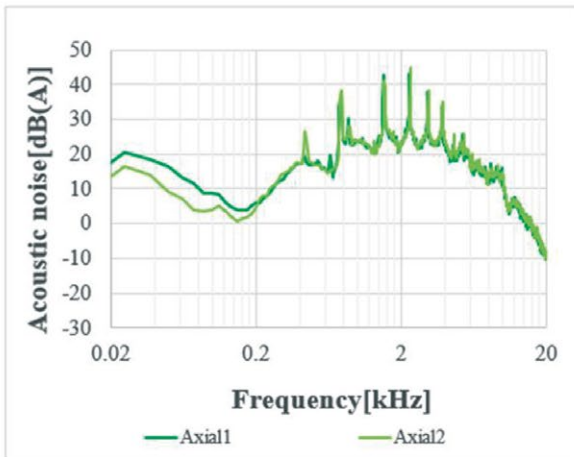
前項の軸流ファンの騒音評価で高回転時に感じた不快音の要因を検討する。一般的に人の耳は2～5[kHz]の音の周波数感度が高く（ラウドネス曲線⁷⁾）、聞き取り易いことが示されているため、騒音の周波数特性の比較評価を行った。騒音測定は周囲4面を実施した結果、上面および正面の騒音値が高くなったため、本稿では上面の周波数特性を示す。単体の周波数特性をFig.5に示し、組込の周波数特性をFig.6に示す。



(a) 0.3[m³/min]



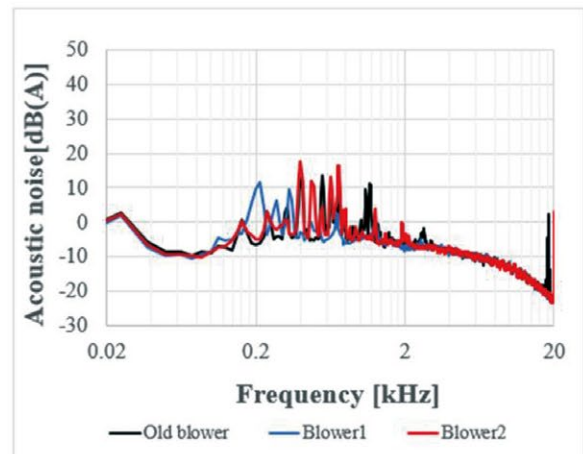
(b) 1.0[m³/min]



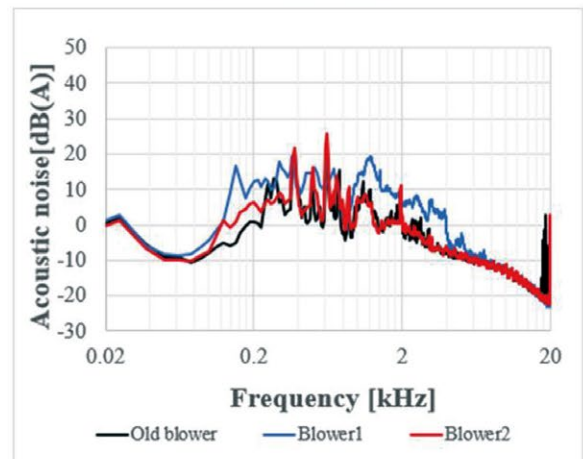
(c) 2.7[m³/min]

Fig.5. Frequency characteristics of acoustic noise under free-air condition.

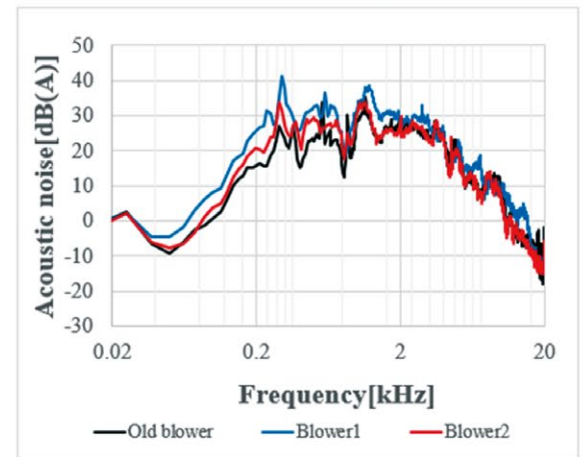
Fig.5(b) と (c) の結果を比較すると軸流ファンは風量が多くなると 2[kHz] 付近の帯域にプロアファンよりも複数のピークが発生している事が分かる。前項で軸流ファンは高回転時に耳障りで不快な音が聞こえた」と記載したが、人の耳の高感度帯域にこのような複数のピークがあることが要因であると考えられる。不快に感じる周波数レベルの詳細はさらに調査および検討が必要である。軸流ファンが組込で 0.7[m³/min] の風量を出す



(a) 0.1[m³/min]



(b) 0.2[m³/min]



(c) 0.7[m³/min]

Fig.6 Frequency characteristics of acoustic noise with pressure loss.

ために必要な回転数と Fig.5 の 2.7[m³/min] 時の回転数はほぼ同様となる。準備期間や費用がかかるため組込評価で軸流ファンの騒音測定は実施しなかったが、同様のピークが現れて不快音が発生することが想定できたため選考対象から除外した。次に、Fig.6(c) と Fig.5(b) が同様の回転数となるため比較すると、プロアファンの周波数特性は概ね類似した結果となっている。また、Fig.6 は全体的にプロア 1 の騒音値が大きく見え

るが、実際に音を聞いてみるとブロー 1 が最も小さく感じられた。これらの騒音のピークの影響を定量化するために Fig.3, Fig.4 の騒音値を周囲 4 面それぞれの最大ピーク値の平均値としてみて比較した。単体の評価結果を Fig.7 に示し、組込の評価結果を Fig.8 に示す。

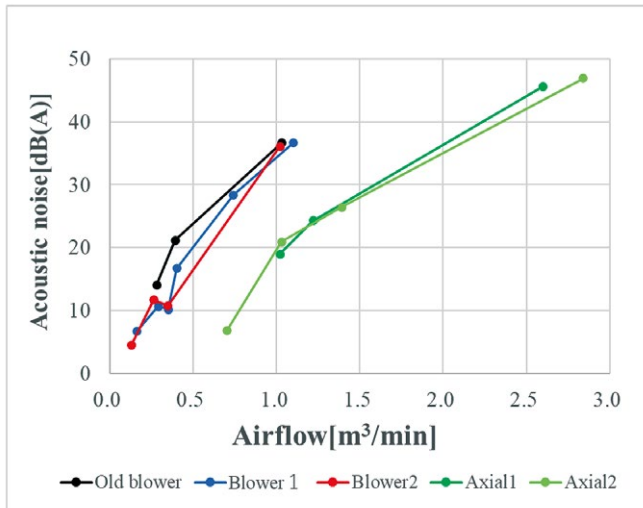


Fig.7 Airflow vs peak acoustic noise level under free-air condition.

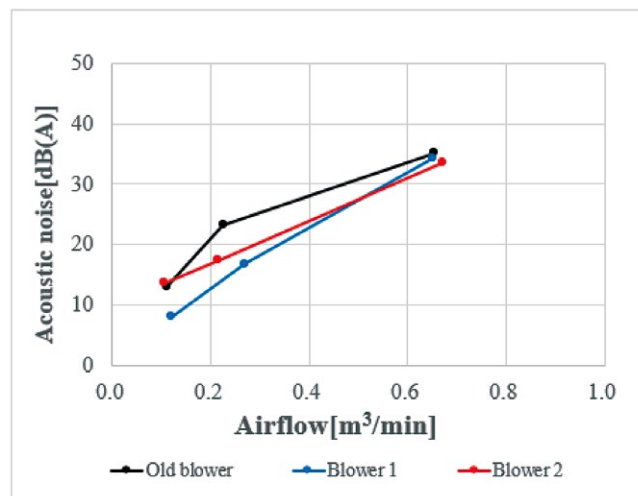


Fig.8 Airflow[m³/min] vs peak acoustic noise with pressure loss.

前項の単体の騒音評価結果では軸流ファンとブローファンの騒音の最大値は共に約 50[dB(A)] となり、ほぼ同等だった。一方、Fig.7 では最大値に約 10[dB(A)] もの差が見られた。この差異に着目することで、不快音を含む定量的な評価が可能と考えた。次に、前項の組込の騒音評価結果ではブローファンの騒音値はどれもほぼ類似した結果であったが、ピーク値で比較すると Fig.8 のように 0.1 [m³/min], 0.2 [m³/min] 付近では明確な差が現れている。差は約 10[dB(A)] となるが、音の強さとして約 3 倍の違いとなるため、値としては大きいと考える。実際、低回転時におけるブロー 1 の音は

ほぼ聞き取れず、不快音も感じられなかったため、実測時の感覚が結果に反映されていると考えられる。このことから騒音値のオーバーオール平均値だけでなくピーク値の平均値も比較評価項目に加えてスコア化を行う。

6. スコア化による定量比較

各ファンのコスト及び製品仕様と評価結果を下記にまとめた。Table2 に調査結果および組込での評価結果、Table3 に Table2 のデータを点数化したスコアを示す。スコアは Table2 の各項で最大値と最小値から 5 段階の等分割として Table4 のように配分し、各項の合計とした。また、開発において最重要項目とされたコストと 0.1[m³/min] 時の騒音値を 2 倍の重みでスコア化した。また、小型化に必要なサイズ、流用性を考慮して最大風量、最大静圧、最小デューティーサイクル(回転数制御範囲)と、想定したモードに対応する風量 0.2[m³/min], 0.7[m³/min] での騒音値を項目とした。尚、コストは見積額とし、サイズ・静圧・最小デューティーサイクルは仕様書から抜粋した。騒音値の平均とピークは 4 項と 5 項で測定した値を使用し、Table2 の軸流ファンの騒音値は単体と組込で同一回転数の騒音値はほぼ同等として記載した。

Table 2 Fan specifications and acoustic noise with pressure loss

| Item | unit | Old blower | Blower1 | Blower2 | Axial1 | Axial2 | MIN | MAX |
|---------------------------------|---------------------|------------|---------|---------|--------|--------|------|------|
| Cost | ¥ | 1100 | 1090 | 1032 | 1450 | 1420 | 1032 | 1450 |
| Size | cm ³ | 304 | 461 | 304 | 243 | 243 | 243 | 461 |
| Maximum airflow | m ³ /min | 1.04 | 0.86 | 1.25 | 2.96 | 2.42 | 0.86 | 2.96 |
| Maximum static pressure | Pa | 410 | 279 | 844 | 375 | 375 | 279 | 844 |
| Minimum duty | | 20 | 10 | 10 | 20 | 20 | 10 | 20 |
| Average level of acoustic noise | | | | | | | | |
| At 0.1[m³/min] | dBA | 22.0 | 20.3 | 22.3 | 25.8 | 20.1 | 20.1 | 25.8 |
| At 0.2[m³/min] | dBA | 27.8 | 29.3 | 25.5 | 30.7 | 33.0 | 25.5 | 33.0 |
| At 0.7[m³/min] | dBA | 43.5 | 48.0 | 44.6 | 52.6 | 53.2 | 43.5 | 53.2 |
| Peak level of acoustic noise | | | | | | | | |
| At 0.1[m³/min] | dBA | 13.0 | 8.0 | 13.7 | 19.0 | 6.8 | 6.8 | 19.0 |
| At 0.2[m³/min] | dBA | 23.3 | 16.8 | 17.4 | 24.3 | 20.9 | 16.8 | 24.3 |
| At 0.7[m³/min] | dBA | 35.2 | 34.2 | 33.6 | 45.6 | 46.9 | 33.6 | 46.9 |

Table 3 Score table of table 2

| Item | Old blower | Blower1 | Blower2 | Axial1 | Axial2 |
|---------------------------------|------------|---------|---------|--------|--------|
| Cost | 8 | 8 | 10 | 2 | 2 |
| Size | 3 | 1 | 3 | 5 | 5 |
| Maximum airflow | 1 | 1 | 1 | 5 | 3 |
| Maximum static pressure | 1 | 1 | 5 | 1 | 1 |
| Minimum duty | 2 | 4 | 4 | 2 | 2 |
| Average level of acoustic noise | | | | | |
| At 0.1[m³/min] | 6 | 8 | 6 | 2 | 10 |
| At 0.2[m³/min] | 3 | 3 | 5 | 2 | 1 |
| At 0.7[m³/min] | 5 | 3 | 4 | 1 | 1 |
| Peak level of acoustic noise | | | | | |
| At 0.1[m³/min] | 4 | 8 | 4 | 2 | 10 |
| At 0.2[m³/min] | 1 | 5 | 4 | 1 | 2 |
| At 0.7[m³/min] | 4 | 4 | 5 | 1 | 1 |
| Total score | 38 | 46 | 51 | 24 | 38 |

Table 4 Score conversion table of table2

| Item | unit | Score | | | | | Multiplier |
|---------------------------------|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|------------|
| | | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | |
| Cost | ¥ | 1032 | 1137 | 1241 | 1346 | 1450 | 2 |
| Size | cm ³ | 243 | 298 | 352 | 406 | 461 | 1 |
| Maximum airflow | m ³ /min | ~ 2.96 | ~ 2.44 | ~ 1.91 | ~ 1.39 | ~ 0.86 | 1 |
| Maximum static pressure | Pa | 844 | 703 | 562 | 420 | 279 | 1 |
| Minimum duty | - | - | 10 | - | 20 | - | 1 |
| Average level of acoustic noise | | | | | | | |
| At 0.1[m ³ /min] | dBA | 20.1 | 21.5 | 23.0 | 24.4 | 25.8 | 2 |
| At 0.2[m ³ /min] | dBA | ~ 25.5 | ~ 27.4 | ~ 29.3 | ~ 31.1 | ~ 33.0 | 1 |
| At 0.7[m ³ /min] | dBA | 43.5 | 45.9 | 48.4 | 50.8 | 53.2 | 1 |
| Peak level of acoustic noise | | | | | | | |
| At 0.1[m ³ /min] | dBA | 6.8 | 9.9 | 12.9 | 16.0 | 19.0 | 2 |
| At 0.2[m ³ /min] | dBA | ~ 16.8 | ~ 18.7 | ~ 20.6 | ~ 22.4 | ~ 24.3 | 1 |
| At 0.7[m ³ /min] | dBA | 33.6 | 36.9 | 40.3 | 43.6 | 46.9 | 1 |

Table3 より、組込ではブロー2 が最もスコアが高い結果となった。平均およびピーク騒音値とコスト、最大静圧のスコアが全体的に良好な結果となり、バランスの取れた性能を有していることが分かった。一方、軸流ファン2 は低回転時では静音性が優れていたが、圧力損失の影響により目標風量を確保するためには高回転数が必要となった。その結果、騒音ピーク値も増加し2[kHz] 帯に複数のピークが発生するという課題が確認された。スコアも低回転時は高いが高回転時は低く、ブローファンよりも低い結果となっている。

7. 結論

本検討により、MC-S311C に最適なファンモーターとして、従来同様のブロー型のブロー2 を選定するに至った。仕様、コスト、騒音ピークの定量的な比較評価を通じて静音性と総合性能のバランスに優れたファンモーターを選定できた。しかしながら、スコア項目は開発内容や用途に応じて変更の必要があり、項目とスコアの最適化については検討していく必要があると考える。

今後の課題として、さらなる静音化のためには以下の検討も必要と考える。

- 1) フィルターの圧力損失が今後増加する場合
羽根形状、モーター、筐体設計を最適化した遠心ファンの検討（カスタム設計）
- 2) フィルター圧力損失の低減が可能である場合
本検討では不採用となったが、軸流ファンは低回転時において高い静音性と風量性能があることが分かった。特に、騒音ピークの発生しない低回転域での運転を活用することも有効なアプローチであると考え。

参考文献

- 1) 山洋電気株式会社「山洋電気の製品・技術情報サイト TECH COMPASS ファンの種類」
https://techcompass.sanyodenki.com/jp/training/cooling/fan_basic/002/index.html
- 2) ミネベアミツミ株式会社「ミネベアミツミ モーター ルーム」
https://product.minebeamitsumi.com/tech/motor/motor/blower_fan_motor/
https://product.minebeamitsumi.com/tech/motor/motor/axial_fan_motor/
https://product.minebeamitsumi.com/tech/motor/motor/centrifugal_fan_motor/
- 3) 大和電機株式会社「クロスフローファンモーター」
<https://www.daiwa-ele.com/crossflow/>
- 4) 三菱電機株式会社「換気扇・送風機の種類」
https://www.mitsubishielectric.co.jp/ldg/ja/air/guide/support/knowledge/detail_03.html
- 5) JISB8330 送風機の試験及び検査方法
- 6) JEM1467 家庭用空気清浄機
- 7) 総務省「騒音に関わる苦情とその解決方法」
https://www.soumu.go.jp/main_content/000352509.pdf