

114 清掃工場の押込送風機風路で発生した低周波振動((1)低周波・超低周波音の最新技術, 騒音・振動改善技術)

MINORIKAWA, Gaku / 御法川, 学 / 丸田, 芳幸 / MARUTA, Yoshiyuki

(出版者 / Publisher)

一般社団法人 日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

環境工学総合シンポジウム講演論文集

(巻 / Volume)

2005

(号 / Number)

15

(開始ページ / Start Page)

45

(終了ページ / End Page)

48

(発行年 / Year)

2005-07-06

114 清掃工場の押込送風機風路で発生した低周波振動

Low Frequency Vibration at Air Supply Duct Induced by Forced Draft Fan in Refuse Incineration Plant

○正 丸田 芳幸 (荏原総研)

正 御法川 学 (法政大 工)

Yoshiyuki MARUTA, Ebara Research Co. Ltd, 2-1, Honfujisawa 4-chome, Fujisawa-shi, Kanagawa
Gaku MINORIKAWA, Hosei University Dep. Engineering

Some trouble of low frequency vibration had been occurred at the new refuse incineration plant. Low frequency noise and vibration were induced around the forced draft fan when the draft fan was operated in the condition of low flow rate by controlling the flue valve. It was practically estimated with depending on the result of some measurements and analysis on the site that the acoustic resonance in the air supply duct and the vibrant resonance on the delivery silencer were excited by the low frequency pulsation of the discharge flow from the centrifugal fan. This trouble has been resolved by the reinforcement of the silencer and by the additional set up of the returning by-pass duct from the outlet to the suction side of the fan. It would be the next stage problem for solutions that mechanisms of low frequency pressure fluctuations induced by the special fan with high pressure and wide range of flow rate are made clear.

Key Words : Draft Fan, Low Frequency Noise, vibration, Refuse Incinerator, Low Flow Rate

1. まえがき

地域環境の保全の観点から、廃棄物焼却炉を主体とする清掃工場は地域社会に不可欠なものになっている。ある新設清掃工場の試運転時に、廃棄物焼却炉へ空気を供給する遠心送風機とそれに繋がる押し込み風路において、低周波振動と低周波音が大きく発生し、問題となった。現場の現象から原因を特定すると、遠心送風機の少風量運転時に発生する未解明の流れの不安定現象であった。構造強化やバイパスダクトの設置などの対策により問題を解決した。送風機を少風量条件で運転すると低周波振動問題が発生しやすいことは既知であり、その原因の一つである旋回失速を発生しないようにした遠心送風機を開発した報告もある¹⁾。また、回転数を遅くして少風量運転を見かけ上避ける場合もあるが、風圧が低下してしまう欠点を伴う。プラントが送風機に高風圧を維持したまま少風量から大風量までの運転を求める場合には、既解明の低周波振動の原因に対しては設計時に対策を講ずるが、未解明な現象に関しては事前対策が困難である。

ところから、A 系統・B 系統の 2 系統が始まり、それぞれ吸込側サイレンサー 伸縮管 ばたフライ式吸込ダンパ弁 送風機 異形接続管 伸縮管 吐出側サイレンサー 押込風路ダクト 熱交換器 ダクト 焼却炉の順に接続している。低周波振動の問題は、B 系統の吸込ダンパ弁を開度 20%以下に絞って、遠心送風機を低風量条件で運転した時に発生した。2 台の遠心送風機は同一の機種であり、設計仕様は次のようになっている。

- ・風量：190 m³/min,
- ・全風圧：2300 mmH₂O,
- ・回転数：2980 min⁻¹(一定),
- ・駆動モータ出力：110 kW
- ・吸込口径：φ460 mm,
- ・吐出口寸法：280mm×250mm

送風機付近の接続機器の概略を、図 2 に示す。サイレンサーは共に吸音材内張式の単純な構造である。また送風機とモータは一体の防振架台に載っている。

2. 低周波振動問題の状況

2.1 問題を起こした装置の概要

焼却炉が 2 炉あり、そこに燃焼用空気を押し込む送風機とそのサイレンサーおよび風路ダクトが 2 系統あり、ほぼ平行に並んでいる(図 1 参照)。1 本の吸込ダクトが 2 つに分割した

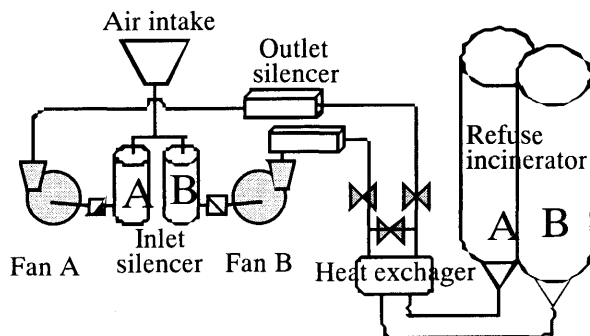


Fig. 1 Overview of forced draft fan systems

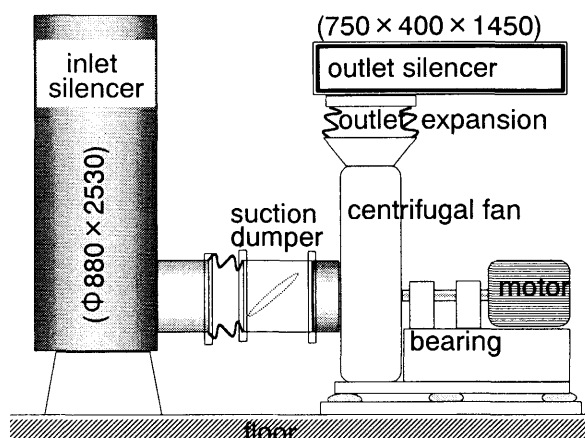


Fig. 2 Outline of draft fan and its peripheral apparatuses

2.2 低周波振動の発生

プラント引き渡し前の試運転で少風量条件運転をした時に、B号機の軸受ケースの振動が既定値以上に大きくなり、制御装置でアラーム信号が表示された。その条件での軸受振動のスペクトルが図3に示すようなものである(縦軸は振動変位の相対レベル)。回転数成分とほぼ同じ振幅の26Hz成分が顕著になっていた。回転体の動バランス調整後の現象であり、B号送風機の吸込口ケーシングの振動加速度は図4に示すように、26Hzの卓越成分を有していた。さらに周辺の各種の機器や構造物が、この周波数で振動しているような状況であった。これらの様子から、送風機が低周波空気振動を発生し、接続されているいずれかの機器と構造共振が気柱共鳴している現象と推測して、現場計測を行った。

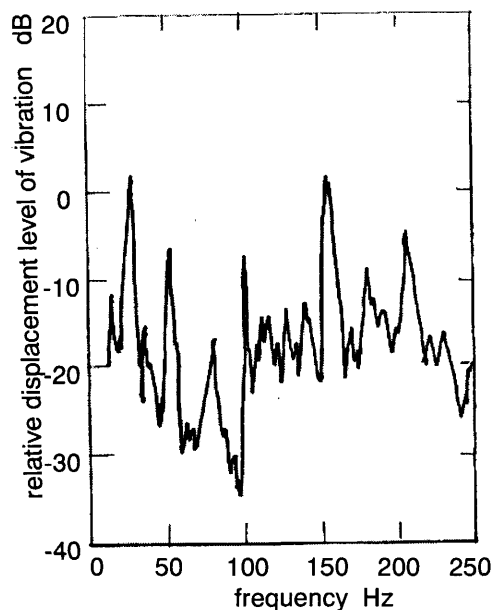


Fig. 3 Vibration at bearing.

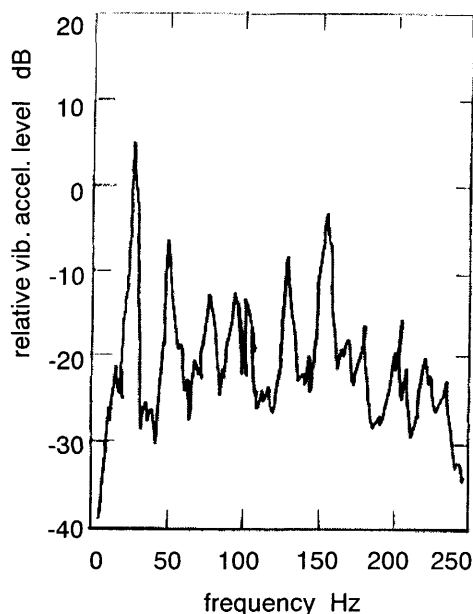


Fig. 4 Vibration on the suction flange

2.3 現場測定結果

26Hzの振動加速度成分に関して代表的な部位の値を比較すると、図5に示すようになる。送風機吸込口の振動が大きい、それ以上に吐出側サイレンサの振動が大きくなっていた。また、吸込側サイレンサの振動が小さいことから、吸込側伸縮管によって振動絶縁が機能していることも判った。一方、吐出側伸縮管の周囲で騒音を計測すると、図6に示すように26Hzの低周波音とその高調波成分が卓越しており、流量が少ないほど顕著であった。吐出側の伸縮管を外して、送風機吐出騒音における低周波成分を測定分析すると、図7に示すように卓越周波数成分が伸縮管接続の場合よりも低くなり、高調波成分が小さくなっている。また、卓越周波数も流量に応じて21Hzから23Hzへと変化している。異常な低周波振動が発生しなかったA系列送風機に関しても同様に伸縮管を外して吐出騒音を計測すると、図8に示すような圧力脈動スペクトルであり、図7と同様にB系列と同一の低周波数卓越成分(22.5Hz)がほぼ同じ音圧で発生していた。この周波数は既報告がある旋回失速の周波数¹⁾とも異なる。このことから、少風量条件の運転でも、対象の送風機が特別に性能が悪いものではないことを確認できた。問題は、2台の送風機が同一の特性を有しているのに、プラント配管系に接続した場合には、A系列とB系列で低周波振動の現象が異なることである。脈動や振動の伝達系に違いがあることが推測でき、その確認には伝達系を実機で調べるのが不可欠になる。

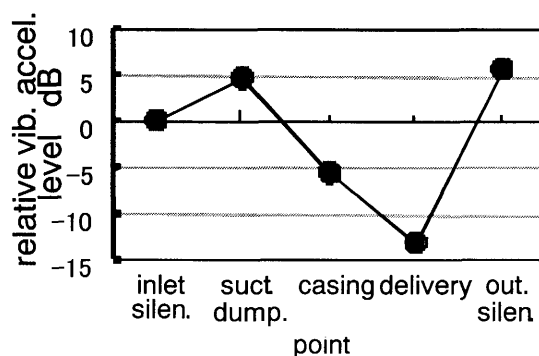


Fig. 5 Distribution of vibration at 26 Hz.

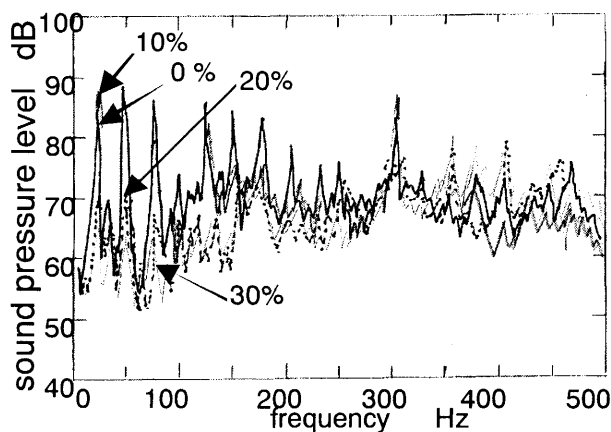


Fig. 6 Noise around the discharge expansion with valve angle.

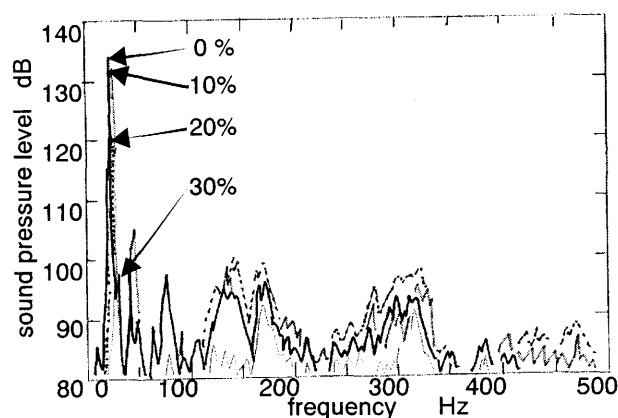


Fig.7 Noise from fan outlet without expansion by valve angle

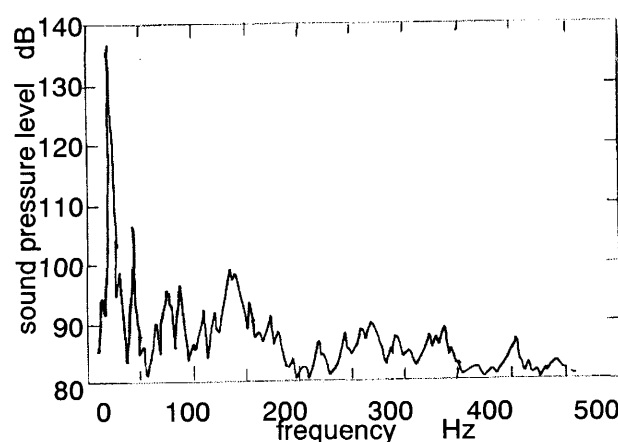


Fig.8 Noise from fan outlet without expansion on A-system

3. 原因の推定と対策

3.1 サイレンサの共振

送風機の吐出口フランジと伸縮管を介した吐出サイレンサの入り口フランジの2箇所において振動加速度を測定分析して比較すると、図9に示すようになる。サイレンサの構造振動の主成分が26Hzで顕著である。A系・B系の各吐出サイレンサの入り口フランジをインパクトハンマによって打撃加振し、その振動加速度応答を調べると図10に示すようになり、B系統のサイレンサには固有振動数が26Hzの近傍に有ることが判った。この結果から、遠心送風機の少風量運転によって発生した低周波圧力脈動が吐出サイレンサに構造共振を誘起し、その振動が建物構造体に伝搬して、各機器を加振していることが推測できた。そこで、図11に示すようなサイレンサ吊り具を追加して補強することで固有周波数を変更する対策を行った。

3.2 押込風路の気柱共鳴

共振回避対策で少風量運転における低周波振動は抑制できたように見えたが、気流温度の変化(高温化)に伴い再び大きな低周波空気振動が発生した。送風機を設置してあるフロア周辺が、不快なこもり音に包まれた感じであった。送風機吐出口周辺の騒音は図6に示したスペクトルと類似した状況であり、低周波音が顕著になっていた。しかし吐出サイレンサの構造振動は図9に示したスペクトルとは異なり、低周波

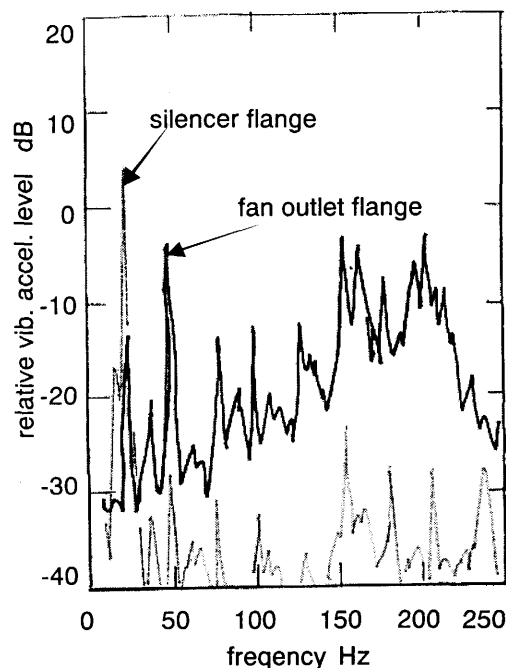


Fig.9 Vibrations on the fan outlet and the silencer inlet.

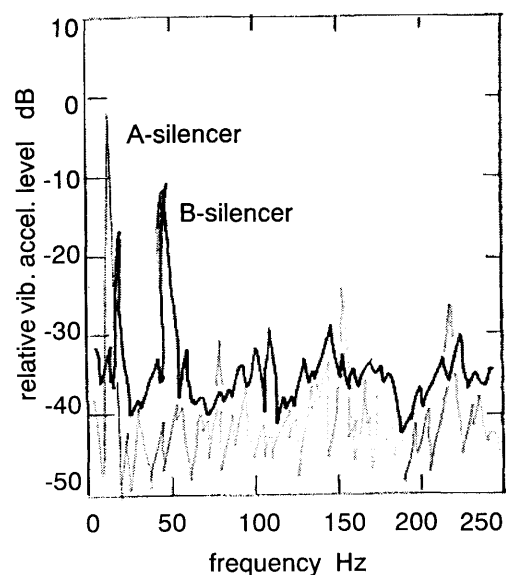


Fig.10 Vibration response with dependence on impact.

振動成分が顕著になっている様子ではなかった。一方、送風機吐出フランジの振動加速度は、図9に示したものと同様な特性を示した。この状況から推測すると、送風機の低周波圧力脈動が風路のどこかで気柱共鳴している現象を想定することができた。そこで、26Hzの波長に関係しそうな気柱寸法を図面から探索すると、図12に示すような、吐出サイレンサからその下流の流量調整バルブまでの押込風路の長さが、半波長に該当すると推測できた。

3.3 最終対策

以上の現場での測定検証の結果から原因を推定すると、少風量領域運転の遠心送風機で発生した低周波数の脈動が、押込風路の気柱と共鳴し、更に吐出サイレンサの構造と共振し

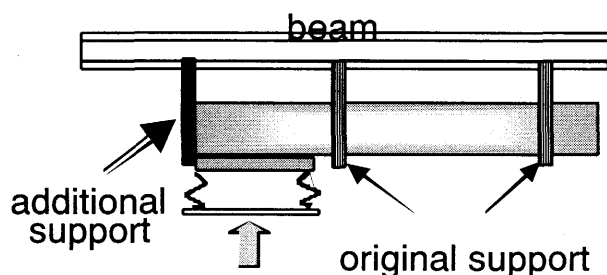


Fig. 11 Reinforcement of the delivery silencer.

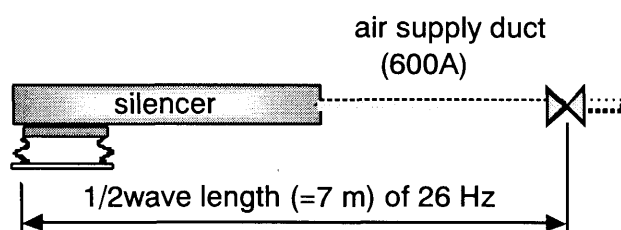


Fig. 12 Estimation of acoustic resonance of air supply duct.

ていた。補強による構造共振の回避は容易であったが、押込風路の長さやダクト口径を変えて気柱共鳴周波数を変更することは、プラントの大幅な配置変更を招く恐れがあり、実施困難であった。そこで、図 13 に示すように送風機吐出口から吸込側への還流バイパスダクトを設けて、焼却炉へ押し込む風量が少ない場合でも、送風機が少風量領域運転にならないように対策した。この最終的な対策によって、廃棄物焼却炉での低周波音問題の解決に至ることができた。

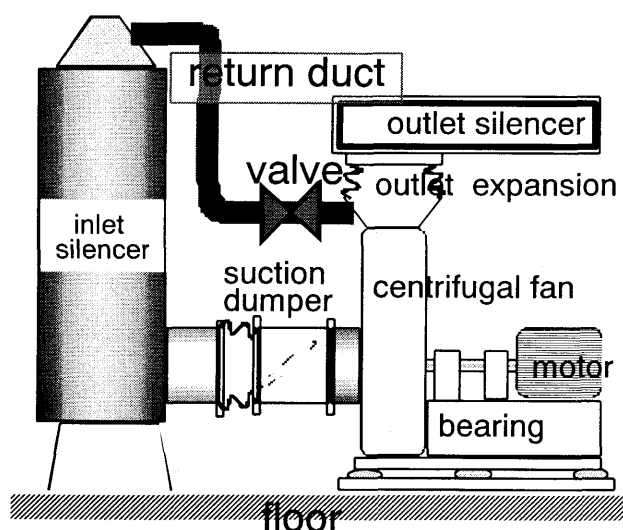


Fig. 13 Final countermeasure against low frequency trouble.

4. 考察

現場測定の結果と過去のノウハウに基づいて、異常な低周波振動と騒音の原因解明と、その対策を行った。測定データには、一見すると整合性が採れていないように判断されるデータが幾つかある。吐出側振縮管が接続されている場合と、外されている場合で低周波の脈動周波数が僅かであるが異なっていた。伸縮管接続時は 26Hz であり、取り外した条件では 22Hz 前後であった。この違いは、原因となる低周波圧力脈動が送風機とその前後の圧力場の状況によって、脈動周波数が異なることに起因すると考える。なお、この周波数は、既知のメカニズムである旋回失速の周波数(約 36Hz)とは異なり、今回の低周波圧力脈動の発生メカニズムは未解明な現象であった。対策前の B 系吐出サイレンサの打撃応答におけるスペクトルでは、26Hz の 2 倍の成分の方が応答量が約 6dB 大きい。しかし、発生した顕著な卓越振動成分が 26Hz 成分であり、52Hz 前後の成分だけが顕著になっていなかった。これは加振源である圧力脈動において 26Hz 成分が極めて顕著であるからであろう。A 系では低周波振動や騒音が顕著にならなかった理由は、構造共振周波数と気柱共鳴の周波数が共に 26Hz 成分から大きく異なっていたからであろう。従って、B 系列の配管系でも同様な寸法の設計が行われていれば、共振や共鳴が発生しなかったであろうと推測できるが、今回の低周波圧力脈動の発生機構が未解明のものであり、事前に加振周波数を予測できないので設計時点での回避はきわめて困難であろう。今後、この低周波圧力脈動の発生機構の解明を行う予定である。最終的に還流バイパスダクトを設けたことは、一台の送風機に高風圧を維持したままで、極めて少ない風量から多大な風量までの広範囲の過酷な運転を求めることの難しさを示唆している。プラントにおける騒音振動の低減の観点からは、対象になったようなプラントの配管系に関して、高風圧少風量の特性を備える送風機を複数台並列設置することが望ましいと考える。殊に、地球温暖化防止のために省エネルギーな産業活動が必要になっているのであり、この環境負荷低減の観点からも、還流バイパスダクトにて作用流体を低圧側へ戻すよりは、少流量に適した複数の流体機械を台数制御する技術が有効であろう。

5. まとめ

清掃工場の廃棄物焼却炉へ空気を供給する遠心送風機に繋がる押し込み風路において、少風量運転時に異常な低周波のダクト振動と空気振動が発生した。原因を調べると、少風量領域運転の遠心送風機で発生した低周波数の脈動が、押込風路の気柱と共鳴し、更に吐出サイレンサの構造と共振していた。風路の長さやダクト口径を変更することが困難であったので、送風機吐出口から吸込側への還流バイパスダクトを設けて、送風機が少風量領域運転にならないように対策した。この結果、低周波音問題を十分に解決できたが、環境負荷が少なくコストパフォーマンスの良い環境施設を建設するために、今後、送風機において未解明現象として残されている低周波圧力脈動のメカニズムの解明と、低周波振動問題を誘引しないようなプラントの風量制御に関する検討が、重要である。

参考文献

- 1) 例えば、日本機械学会編、「機械騒音ハンドブック」産業図書、1991
- または、東京工業大学精密工学研究所編、「静粛工学」開発社、1995