



建設機械における振動・騒音対策

竹下 清一郎

建設機械に対する振動，騒音の低減要求は近年益々強くなってきており，それに呼応して国内外の規制も強化されてきている。建設機械の振動，騒音を効果的に低減して環境改善を行うには，起振源を正確に把握し，寄与度に応じて振動，騒音の発生部位を改善する必要がある。

本報文では，稼働現場周辺やオペレータの環境改善を図ることを目的に，国内外の規制状況も加味して建設機械の発する振動，騒音を如何に低減しているかを油圧ショベルの例を中心に紹介する。

キーワード：振動，騒音，乗り心地，寄与度，ファン音，マフラ音，吸遮音，油圧音

1. はじめに

建設機械の振動，騒音低減に対する要求が，稼働現場周辺の住民やオペレータの環境改善の観点から近年益々強まっている。そのため，建設機械メーカーにとっても振動，騒音低減は他社製品との差別化の観点から重要な課題である。

国内においては国土交通省が建設機械に対する低振動及び低騒音型建設機械の型式指定制度を設け，生活環境を保全すべき地域で行う工事で使用することを推進している。一方，EU (European Union) においてはEUの定める騒音規制値を超える機械の流通規制が行われている。また，2005年7月からはオペレータの被る振動レベルに対する規制が機械所有者（雇用主）に課せられる予定である。

2. 振動低減による環境改善

(1) 振動測定方法と規制値

国土交通省では，油圧ショベルの中心から2方向（挟角90°）に4m，7m，15m，30m離れた4地点（計8点）に設置した振動ピックアップ（JIS C 1501）で振動レベルを計測し，距離に関する減衰特性に基づき統計的に算出した15mの地点における振動レベルが55dB以下であれば低振動型建設機械であるとの認定を行っている。なお，振動レベルの評価値は各フロントの単独操作時におけるピーク値である。また，低振動の型式指定は標準バケット容量が山積みで0.5

m³以上の機械に適用される。

一方，EUではオペレータの被る振動をISO 2631-1に記載の「健康影響の評価の測定方法」に準じてシート座面の振動加速度（3軸）で評価し，オペレータが1日に受けた振動加速度の2乗和を28800（8時間を秒に直した値）で割り，その平方根をとった値A(8)が0.5 m/s²を超えないことを機械所有者（雇用者）に課す予定である。

オペレータが各時間に被る振動加速度を $A_w(t)$ ，1日の作業時間を T (s) とすると，振動評価値A(8)は(1)式のように表される。

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{28800} \int_0^T \{A_w(t)\}^2 dt} \quad (1)$$

(2) 車体振動低減技術

油圧ショベルにおいて国土交通省の低振動型建設機械の振動レベルをクリアするためにはフロント操作時の振動を低減する必要がある。フロント操作時の振動低減の手法としては下記のようにパイロット圧を制御してフロントの振動を低減する機能が実用化されている。

- ① ブーム，アーム，バケット急操作時のショックレス制御を強める
- ② ブーム下げ最大速度の抑制
- ③ バケットダンプストロークエンドにおけるクッション制御

一方，フロントの急起動，急停止時に最も大きな残留振動を生じるブームフロントについてはブームシリンダボトム圧の変動を制御して振動を低減する機能が

実用化されている。

ただし、これらの機能が作動していると操作スピードが若干落ちるので、作業状況に応じて On-Off の切替えが可能にしてある。

図-1 にブームシリンダボトム圧の制御システム構成を示す。制御システムはブームシリンダのボトム側に圧力センサ、可変絞り、アキュムレータを付加し、圧力に基づく可変絞り量をコントローラで演算処理してシリンダとアキュムレータ間の油の流量を制御する構成となっている。

本システムでは圧力変動に応じて絞り量を積極的に変えているため振動抑制の効率が高く、固定絞りを用いた振動抑制システムに見られる応答性の低下は生じない。また、外部からエネルギーを供給していないのでエネルギーロスが少なく、万一の場合でも制御系が発振する危険性はない。

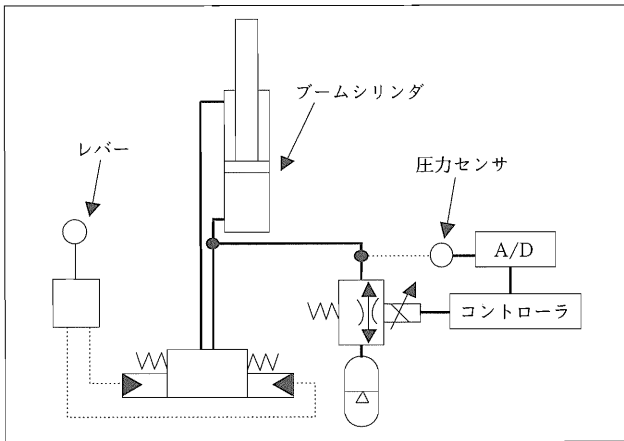


図-1 振動抑制制御システムの構成

(3) 乗り心地改善技術

オペレータの振動乗り心地に関する改善には、シリコンオイルの粘性による大きなダンピング効果を利用した液体封入式キャブマウントの採用や、キャブベッドフレームの剛性アップ等が必要である。これらはいずれも走行時に足回りから発生する周期振動によるキャブの共振低減を目的としており、固有値解析や周波数応答解析等のシミュレーションを上手く活用すれば効率的に改善を行える。

また、人間の感覚を考慮した振動系の最適化を行うには、その指針を得るために対象とする機種（油圧ショベル、ホイールローダ、etc.）ごとの多変量解析を利用した乗り心地評価式を事前に開発しておくことが望まれる。乗り心地評価式が完成していれば、評価指針を基に乗り心地シミュレータ等を用いてキャブ、マウント、シートの振動系の最適化を確実に行うことがで

きる。

3. 騒音低減による環境改善

(1) 音響パワーレベルの測定方法と規制値

現在、建設機械の周囲騒音レベルは国内、EU 共に ISO 6395 に記載の測定方法に準じて実作業を模擬した動作時の音響パワーレベルを評価している。

音響パワーレベル W (dB) は、建設機械を囲む所定の半球面 6 点（横方向 4 点、上空 2 点）に設置した騒音計で測定される実作業を模擬した動作時の等価騒音レベルのエネルギー平均値を A (dB(A))、測定半球の面積を B (m²) とすると (2) 式により算出される。

$$W = A + 10 \log(B) \quad (2)$$

図-2 に、油圧ショベルにおける国内の騒音基準値と EU における騒音規制値を示す。図-2 からわかるように、EU 規制値は単純にエンジン出力にリンクした値となっているが、国内の基準値はエンジン出力範囲に応じて 3 段階に分かれている。なお、EU 規制値は 2006 年から 3 dB 厳しくなることが決まっている。

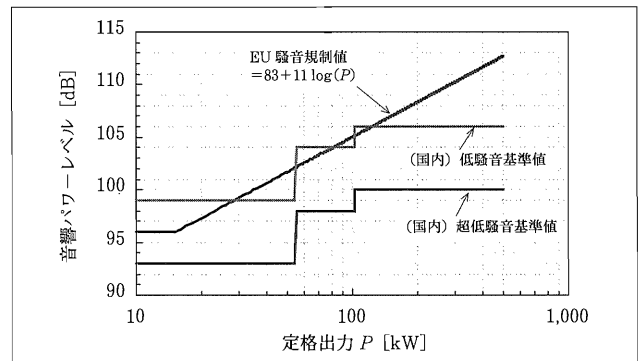


図-2 油圧ショベルの騒音基準値 (国内, EU)

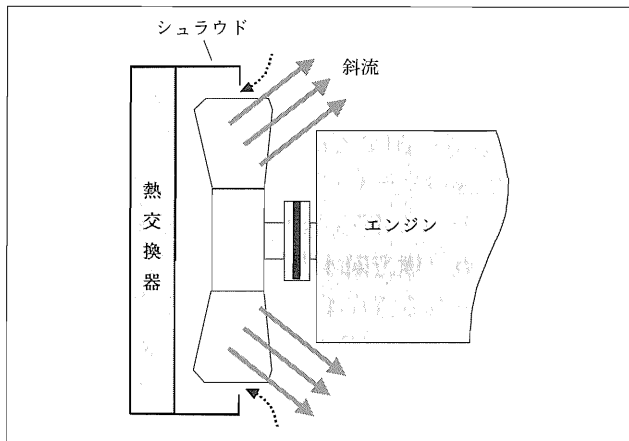
(2) 音源寄与度分析

実機の騒音を効果的に下げるには、音源寄与度に基づく実現可能な騒音低減方法を立案する必要がある。音源寄与度は騒音の時間領域にわたる多角的な周波数解析や、音源となる各機器を取外したり囲ったりして寄与度を求める消去法を用いて算出される。

(3) ファン音低減技術

建設機械では冷却用のファンとして主にトラック用の軸流ファンを流用している場合が多い。軸流ファンの冷却風は空気抵抗が小さい場合にはファンの回転軸と平行に吹出されるが、空気抵抗が大きくなるにつれ

図—3 に示すように遠心成分の割合が増え冷却風は斜流方向に吹出されるようになる。

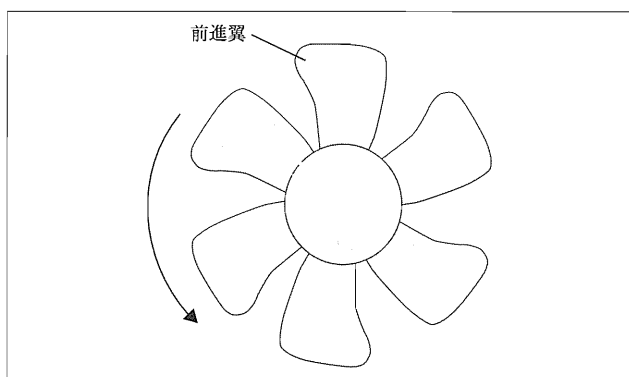


図—3 抵抗がある場合の軸流ファンの冷却風

したがって、ファンに熱交換器側から冷却風を多く掻きとらせてエンジン側へ吹出させるには、シュラウドの先端ができるだけ冷却風の抵抗にならないようシュラウドとファンとのかぶり量を空気抵抗に応じて最適化させる必要がある。

また、ファンを覆っているシュラウドとファンの隙間から熱交換器側に逆流する流れ（点線）は広帯域の風切音の原因となっている。このシュラウドとファンの隙間は通称チップクリアランスと呼ばれており、その値が小さい程騒音が低くなる。なお、近年はシュラウドの先端を滑らかな半円形状にすることにより通風抵抗を小さくし、広帯域にわたる騒音を低減させている建設機械も増えている。

一方、ファンの羽根形状に関しては、図—4 に示すように径方向に向かって幅が広がっていき、さらに羽根先端がファンの回転方向に向かってほぼ三角形に張り出したものが低騒音のようである。また、回転に依存したピーク音を大幅に低減するために隣合う羽根と羽根の間隔を不等ピッチにしたファンを搭載した



図—4 前進翼タイプの軸流ファン（不等ピッチ）

建設機械も増えてきている。

（4）吸遮音技術

開口部や隙間を遮蔽すればコストを掛けずに大幅な騒音低減を達成できるが、エンジン室の開口部の遮蔽は冷却風の通気抵抗を増やし冷却効率を悪化させる要因になるので注意を要する。各開口位置からの騒音と冷却風量を測定してから遮蔽部位を決められれば理想的であるが、各開口位置における騒音と風量の測定には多大な労力と時間を要する。そこで、シミュレーションを利用した最適開口位置の検討が近年盛んに行われている。

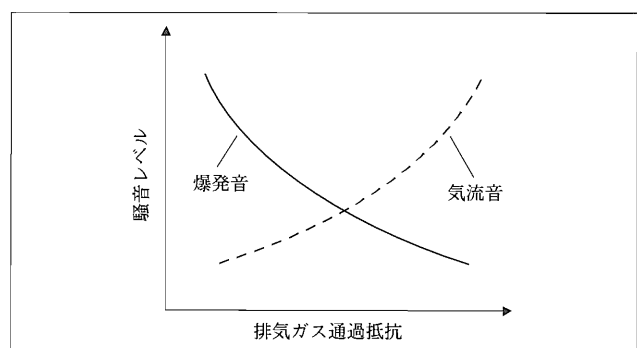
現状では、エンジン室の各開口位置からの騒音を精度良く予測することは難しいと考えるが、各開口位置の風量は3D-CADを利用した流れ解析を行うことにより実用的な精度で予測可能である。

一方、吸音を行えばコストは上がるが確実に騒音低減が可能である。ただし、建設機械でよく使われるウレタンシートやグラスウールは高周波領域に対する吸音効果は大きいですが、エンジン爆発音や油圧脈動音等の低周波領域に対する吸音効果は小さい。なお、コストと効果を勘案したうえで、低周波領域の吸音効果を上げるために、格子状の吸音ダクトを機械に装着する場合もある。

（5）マフラ音低減技術

マフラは排気ガスのマフラ内部における圧縮膨張による減衰効果を利用して排気音（爆発音、気流音）を低減している。そのため、圧縮膨張の回数を増やすほど排気音の減衰量は増えるが、現実的にはスペース（コスト含む）や排気圧の制限で外形や内部構造の仕様が決められている。

図—5 は外形やマフラ内部構造が決まった場合に、マフラ内部の小穴等の大きさを変えて排気ガスの通過抵抗を変えた場合の爆発音と気流音の関係を模式的に表したものである。図—5 からわかるように、一般的



図—5 排気ガスの通過抵抗と騒音レベルの関係

に通気抵抗に対して爆発音と気流音はトレードオフの関係にあり、マフラ騒音低減には爆発音と気流音の比率とエンジンの許容排気圧の観点から排気ガスの通過抵抗をチューニングすれば良い。また、マフラ内部に吸音材を配置すれば気流音が低減するので通気抵抗を大きくして更に爆発音を低減することも可能になる。

(6) 油圧音低減技術

建設機械において問題となる油圧音としては主にポンプやモータの回転数に依存した高調波ピーク音が挙げられる。ポンプの高調波油圧ピーク音の低減にはその起振源であるポンプ自身の脈動低減が最も効果的であり、特に弁板ノッチ形状の良否が脈動レベルの大きさを左右する。

実際に弁板ノッチを最適化して脈動を低減するには、弁板の下死点及び上死点における瞬時流量を緩和してシリンダ内圧を緩やかに変化させれば良い。ただし、建設機械に使用する油圧ポンプの低脈動化には低圧大流量から高圧低流量までの全域をカバーした弁板ノッチ形状の最適化が必要不可欠である(図-6)。なお、瞬時流量の大きさは低圧大流量時より高圧小流量時の方が大きくなるようにした方が実機操作時の音色の観点から望ましい。

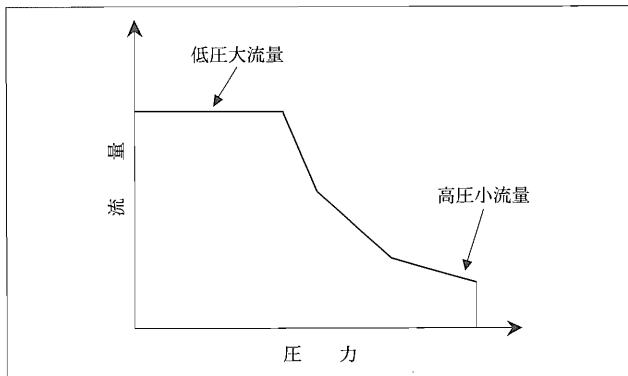


図-6 ヒストンポンプの動作点(圧力, 流量)

一方、ポンプの脈動を低減しても車体としての油圧騒音が問題となる場合には、脈動吸収器を用いてポンプから出た油圧脈動を低減する必要がある。建設機械では油圧脈動吸収器としてサイドブランチ型がコストと信頼性の観点からよく用いられている。

サイドブランチ型脈動吸収器はメイン配管からサイドブランチ内に分岐させた脈動を端面で反射させ、再びメイン配管に戻ってきた脈動をメイン配管の脈動と干渉させることにより脈動を低減している。サイドブ

ランチ型脈動吸収器の脈動低減中心周波数 F (Hz) はサイドブランチ内の作動油の音速を V (m/s)、サイドブランチの長さを L (m) とすると(3)式で表される。

$$F = \frac{V}{4L} \quad (3)$$

なお、ゴムホース内ではホースの弾性変形のために鋼管内と比べて作動油の音速が1/3程遅くなるので、同一長さで比較した場合、ホースサイドブランチの方が鋼管サイドブランチより脈動低減中心周波数が1/3程低くなることに注意する必要がある。これは、ホース中を伝播する作動油の音速がホース自身の弾性変形により見掛け上遅くなることに起因する。

また、アキュムレータ型の脈動吸収器も使われる場合もあるが、その際は油圧に依存して空気室の体積が変化し脈動低減中心周波数がシフトすることに留意する必要がある。

4. おわりに

今回は建設機械の発する振動、騒音を如何に低減しているかを簡単に紹介した。近年、デジタルエンジニアリングを設計の構想段階で活用する解析主導型設計が自動車、電機メーカーを中心に盛んに行われており、成功事例も多数報告されつつある。

解析主導型設計を活用すれば試作機での手戻り対策を減らすことが出来るので開発期間の短縮やコスト低減が期待できる。ただし、本手法を実際に多くの製品開発に活用して行くためにはシミュレーションの精度を多角的に検証するための実験やシミュレーションソフトの管理、運用に木目細かく対応できる体制を社内に構築しておく必要がある。

今後解析主導型設計が建設機械の振動、騒音低減にも活用されて行くことは想像に難くない。尽きることのない環境改善の要求に対応して行くためにも、振動、騒音に関連したデジタルエンジニアリングの更なる進展に期待したい。

JICMA

[筆者紹介]

竹下 清一郎 (たけした せいいちろう)
日立建機株式会社
技術開発センター
主任研究員

