

ショベル系建設機械の低騒音化

Noise Reduction of Crawler Crane and Excavator

和泉鋭機* Eiki Izumi

下出新一** Shin'ichi Shimode

最近、騒音公害に対する世の批判が厳しくなり、建設機械の低騒音化が切望されている。本稿はショベル系建設機械の、法令による規制値、現状の騒音レベル及び低騒音化の方法について記述した。

低騒音建設機械の開発に当たり、最も騒音の高いエンジン、ファン及び油圧ポンプをしゃ音カバーで覆い消音ダクトを装着する方法を採った。消音ダクトは消音性能のみならず冷却性能を向上するうえに重要であるので、数多くのダクトについて両者の測定を行ない、この二つの特性を使いやすいように整理した。

低騒音化の実機適用例として、クローラークレーンを取りあげ、騒音を8~12dB低減することができたが、その構造、消音の方法及び冷却系について概要を説明した。

1 緒言

騒音が大きな社会問題として取りあげられているが、建設工事に伴う騒音もその例外ではない。建設騒音は工事自体が一時的であり、場所の代替性がないこと、公益になることが多いなどの理由で、ある程度容認されてきた。

しかし、時代の趨勢は、より良い生活環境を求める方向に進んでおり、建設作業場付近では、騒音が法規制値以下でも住民からの苦情は多くなっており、また騒音のため施工できない工事もかなりの量に上っている。このため、建設業界や建設機械メーカーは、低騒音、低振動の工法及び建設機械の開発を進めてきている。

本稿は、建設騒音の法規制の概略を説明するとともに、油圧ショベル、クローラークレーンを主対象とする建設機械を低騒音化するうえで主要な部分である消音ダクトの消音性能と、圧力損失特性の実験及び一例としてKH100全油圧式クローラークレーン（以下標準機をKH100と略す）の低騒音化の方法並びにその構造について概要を述べる。

2 建設騒音の法規制

建設騒音の法規制としては、「騒音規制法」及び各都道府県の騒音に関する「条例」がある。

「騒音規制法」は、昭和43年に工場や事業場、建設工事、交通などで生ずる騒音を規制し、地域住民の生活環境を保全する目的で施行されたものである。建設騒音については、著しく騒音を発生する5種類の作業を特定建設作業に指定し、都道府県知事の定める指定地域内の一定区域において、特定建設作業を伴う工事を施工しようとする者に対して届出を義務づけ、その届出による特定建設作業により発生する騒音が基準値に適合しない場合には、都道府県知事は騒音防止などにつき改善勧告を行ない、その勧告が実現されない場合には改善命令を発し、これに従わないときには処罰できることになっている。

各都道府県の騒音に関する条例の一例を、「東京都公害防止条例」にとると、9種類の建設作業を指定建設作業として指定し、この中で「騒音規制法」で規制されていないものの騒音を規制している。

特定建設作業及び指定建設作業を作業機別に分類し、「騒音

表1 「騒音規制法」「都条例」による建設騒音の規制値 建設騒音の法規制値を作業機機別に表にしたもので、「騒音規制法」で騒音の著しく大きいものを規制し、これで規制されないものは「都条例」で規制している。

作業区分	作業機械名	騒音レベル(dB(A))勧告基準値	
		「騒音規制法」	「都条例」
抗打機、抗抜機及びせん孔機を使用する打設作業	ディーゼル バイル ハンマ バイプロ スチーム ハンマ エア ハンマ バイル エキストラクタ	85	—
	アース ドリル アース オーガ ベノト ポーリング マシン	—	75
びょう打作業	リベッティング マシン	80	—
	インパクト レンチ	—	75
削岩機を使用する作業	コンクリート ブレーカ シンカ ドリル ハンド ハンマ ジャック ハンマ クローラ ブレーカ	75	—
	コンクリート カッタ	—	75
掘削整地作業	ブルドーザ タイヤ ドーザ パワー ショベル バック ホウ ドラッグ ライン ドラッグ スクレーパー クラム シェル	—	75
空気圧縮機を使用する作業	空気圧縮機	75	—
締固め作業	ロード ローラ ダンピング ローラ タイヤ ローラ 振動ローラ 振動コンバクタ インパクト ローラ ランマ タンバ	—	70
コンクリート、アスファルト混練及び搬入作業	コンクリート プラント アスファルト プラント	75	—
	コンクリート ミキサー車	—	75
はつり、コンクリート仕上作業	グラインダ ビック ハンマ	—	80
破砕作業	鋼球 鉄骨打撃 火薬	—	85

注：勧告基準値は作業の敷地境界線から30m地点での騒音レベル
参考文献⁽¹⁾から抜粋

* 日立建機株式会社土浦工場

** 日立製作所機械研究所

規制法」, 「都条例」の勧告基準値を示したのが表1である⁽¹⁾。またこれらの規制では, 夜間作業の禁止, 時間の制限, 工事期間の制限, 日曜及び休日の作業禁止も行なわれている。

油圧ショベル, クローラ クレーンの騒音は, 掘削整地作業で分類され, 「都条例」では, 作業の敷地境界線から30mの地点で75dB(A)以下と規制されている。

なお, 建設機械の中で道路を運行するものは, 「道路運送車両法」の保安基準により定められた騒音以下でなければならない。

3 ショベル系建設機械の騒音レベル

ショベル系建設機械の主な騒音として次のものがある。

- (1) エンジン及び油圧ポンプなどの油圧機器から発生する騒音
- (2) 掘削, 放土時の各部のガタ音や衝撃音及びウィンチやワイヤロープから発する騒音
- (3) 走行装置から発する騒音

これらの騒音の中で連続的で, 且つ騒音レベルの高い(1)の騒音が最も問題となる。

図1は, ショベル系建設機械の中心から30m離れた位置の騒音レベルの測定例である。横軸は搭載エンジンの定格出力であり, 測定条件は作業中は負荷や回転速度を一定に保つことが困難なため, エンジン無負荷最高回転速度で測定してある。

負荷による騒音レベルの変化は, エンジン排気音, 油圧機器の騒音, あるいはエンジンの回転速度の変動で起こり, その変化量は無負荷時に比較して-1~+3dB(A)程度である⁽²⁾。

建設騒音は機械を必ずしも最高回転速度で使わないこと, 作業敷地を塀などで囲う場合もあることなどにより, 「都条例」の勧告基準値をほとんど満足しているが, 民家が作業敷地のすぐ近くにある場合や, 環境騒音の静かな地域では, 騒音に対する苦情が絶えないのが現状である。

建設機械の中心から20mでの騒音が60dB(A)以下ではほとんど苦情がなく, 60~70dB(A)ではごく一部に苦情があり, 70~80dB(A)では一部苦情が発生し施工に注意する必要がある, 80dB(A)以上ではかなりの苦情が発生し, なんらかの防音対策が必要であるとの提案もされている⁽³⁾。建設機械の騒音

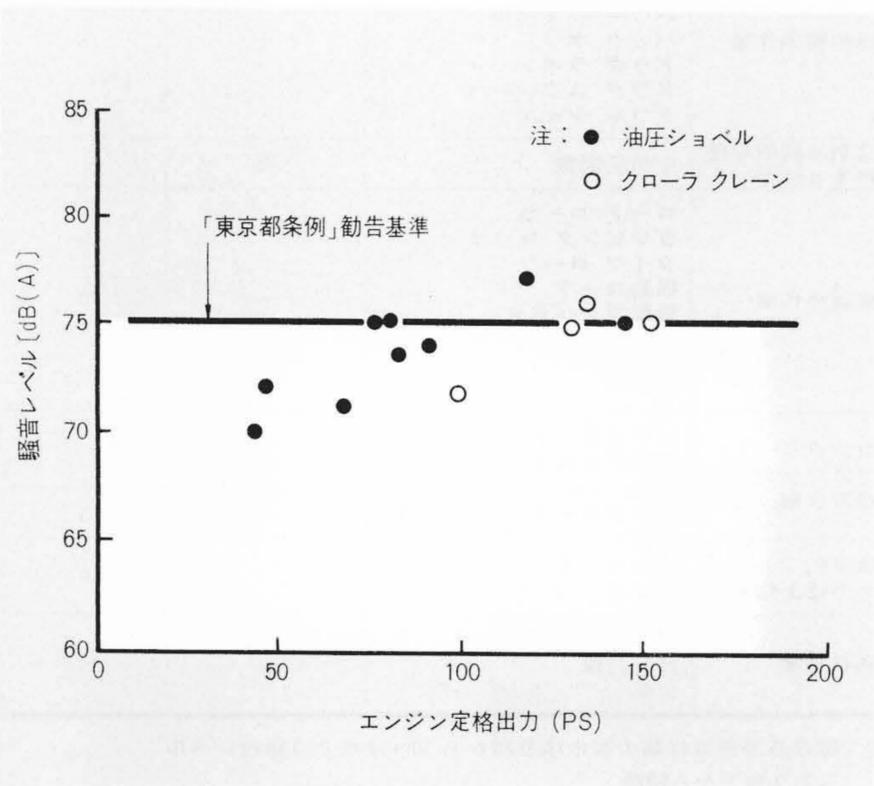


図1 ショベル系建設機械の騒音レベル 油圧ショベル, クローラ クレーンの機体中心から30m, エンジン無負荷時の騒音レベルの調査結果で, 横軸は搭載エンジンの定格出力を示す。

表2 KH100クローラ クレーンの騒音源の一覧 KH100クローラ クレーンの騒音源の車体騒音を示したもので, 特に高いものはエンジン, ファン排気音及び油圧ポンプである。

騒音源	1mの位置の騒音レベル(dB(A))	備考
エンジン	98~105	ディーゼルエンジン 130PS/2,000rpm
ファン	105	鋼板製
排気音	100	排気消音器出口
油圧ポンプ	95~105	ブランジャ ポンプ
油圧モータ	約80	ピストン モータ
コントロールバルブ	85~95	リリーフ バルブ内蔵, リリーフ時発音
鋼管	約95	油圧脈動で共振し発音
歯車	衝撃的に95	歯車の衝撃が固体音となる。

は, 距離が2倍になると6dB(A)の減衰があるから, 20mの騒音を30mに換算すると約3.5dB(A)の減衰となり, ほとんど苦情のない騒音レベルは30mで56.5dB(A)以下であり, ごく一部に苦情のあるレベルは56.5~66.5dB(A)である。

建設機械は数多くの部品から構成されているが, 連続的に騒音を発生する部品単体の騒音を, 低騒音化の例として後述する。KH100で調査した結果が表2であり, 騒音の大きい部品の配置を模式図で示したものが図2である。なお, KH100の30mにおける騒音レベルは74.5dB(A)である。

4 低騒音化の方法

騒音低減では, 騒音の大きいエンジン, ファン及び油圧ポンプなどの音源対策が最良の方法であり, 各方面での研究が進められている。

しかし, エンジン騒音を例にとると, 現在の技術では, 研究用エンジンでも約10dB⁽⁴⁾, 量産エンジンではたかだか2~5dB程度の低減しか期待できない。前述したように, 建設機

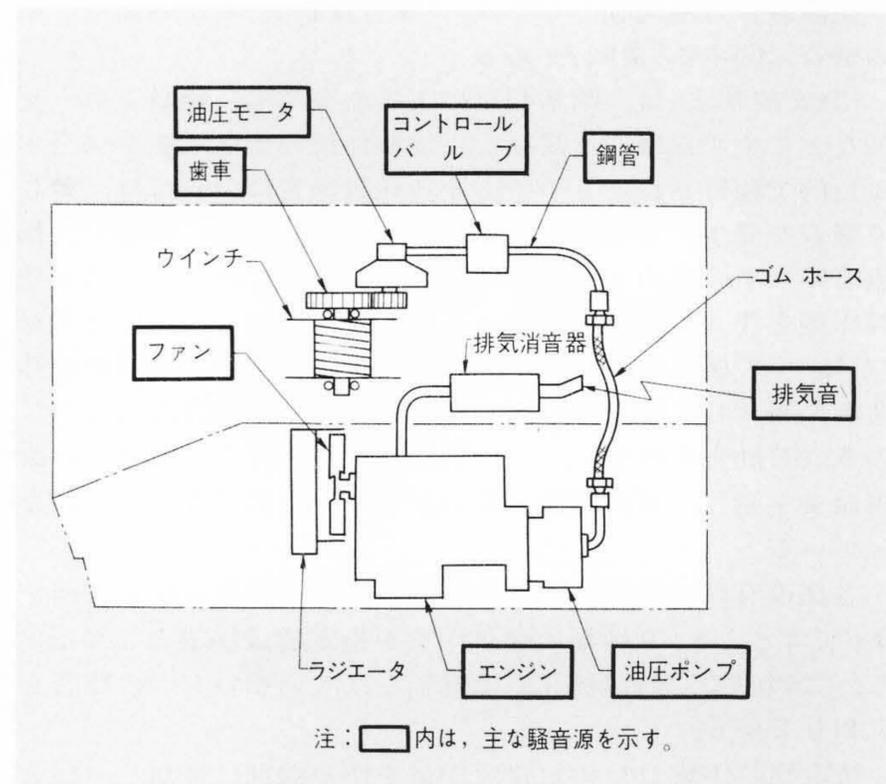


図2 クローラ クレーンの騒音源 クローラ クレーンの騒音源の配置を模式的に示したものである。

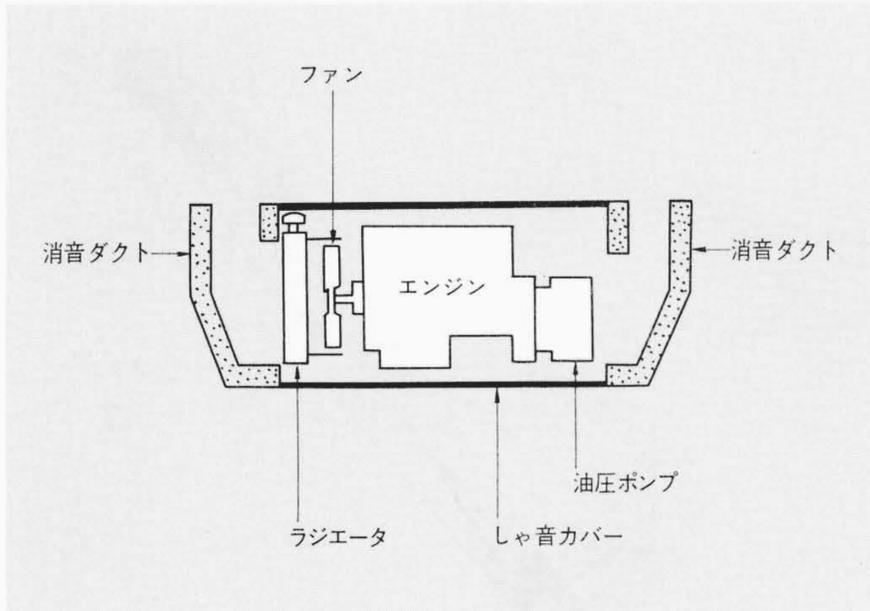


図3 建設機械の騒音対策の模式図 騒音対策は、エンジン、油圧ポンプ及びファンをシャ音カバーで覆い、消音ダクトを装着する方法である。

械の騒音の苦情をなくすためには、30mでの騒音レベルを、現状の75dB(A)付近から約10~20dB(A)低減しなければならない。

この騒音レベルを達成するためには、エンジンを電動機に替えたり、あるいはエンジンを低い回転速度で稼働させることが考えられる。電動機の場合には、作業場に電源が必要なこと、送電用のケーブルを接続しなければならないため機動性が損なわれること、油圧ポンプなど油圧機器の対策が必要であるなどの欠点がある。エンジンの騒音レベルを推定する方法として、T. Priede⁽⁵⁾やCIMAC⁽⁶⁾の式があるが、これらで建設機械用エンジンの回転速度と騒音レベルの関係を調べると約0.6~0.8dB(A)/100rpmであり、エンジンの回転速度で騒音の低減を図れば、大幅に回転速度を下げなければならないため、この出力低下を補うため相当大きいエンジンを搭載しなければならないため、構造上あるいはコスト的に不利となる。

現在の建設機械の機能や性能をあまり変更せずに、要求されている騒音低減量の10~20dB(A)を満足させるためには、発生した音を、シャ音カバーや消音器で低減する方法によらざるを得ない。

建設機械全体の騒音を低減するには、エンジンと油圧ポンプだけによる防音対策では不十分で、ファンについても対策が必要である。具体的には図3に示すように、ラジエータ、エンジン、油圧ポンプをシャ音カバーで覆って密閉構造とし、冷却空気の入出口に消音ダクトを装着する方法を採ることになる。

消音ダクトは消音性能はもちろんのこと、ヒートバランスの面から通気抵抗が小さく、且つ建設現場での機動性、作業性が良好なようにコンパクトのものが要求される。

5 消音ダクト

消音ダクトは、建設機械の低騒音化のための主要部品である。真っすぐな消音ダクト(直管ダクト)の減衰量を与える式としては、従来からSabine, Brüel, Rogers, Parkinsonなどの式がある⁽⁷⁾。しかし、建設機械の消音ダクトを設計する場合、消音性能と同時に冷却性能の点から圧力損失の特性も重要である。設計資料を得るため、直管形60種類、曲り形50種類の消音ダクトを試作し、挿入損失と圧力損失特性とを調べ、資料として使いやすいように整理した。

実験で得た直管ダクトの挿入損失(管系において、消音ダ

クトを挿入したときとしないときの開口端より放射される騒音レベルの差)を開口率 S_R (吸音材を挿入しない状態のダクト断面積 S_d に対する吸音材を挿入した状態の流路面積 S_0 の比)で整理すると図4のようになる。直管ダクトの挿入損失は、中音域(1,000Hz)以下の周波数範囲では、開口率に比例しており、またダクト長さ l に比例する。ダクトの辺長より波長の小さい高音域では音波はビーム状に進行し消音効果は低下すると言われ、この領域での減音量はBeranekの方法で⁽⁸⁾推定できる。しかし、建設機械では1,000Hz周辺の騒音が問題となることが多い。

図5に示すような円形断面の管路の圧力損失 ΔP_s は一般に次式のように表わされる。

$$\Delta P_s = (\zeta_1 + \lambda l/d + \zeta_2) \frac{\gamma u_2^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

- ここで、 ζ_1 : 管路入口の損失係数
- ζ_2 : 管路出口の損失係数
- λ : 管摩擦係数
- l : ダクト長さ
- γ : 流体の比重
- u_2 : ダクト内の平均風速
- g : 重力加速度

消音ダクトの圧力損失も同様の考え方で、等価直径 d^* を用いて変形すると2式になる。

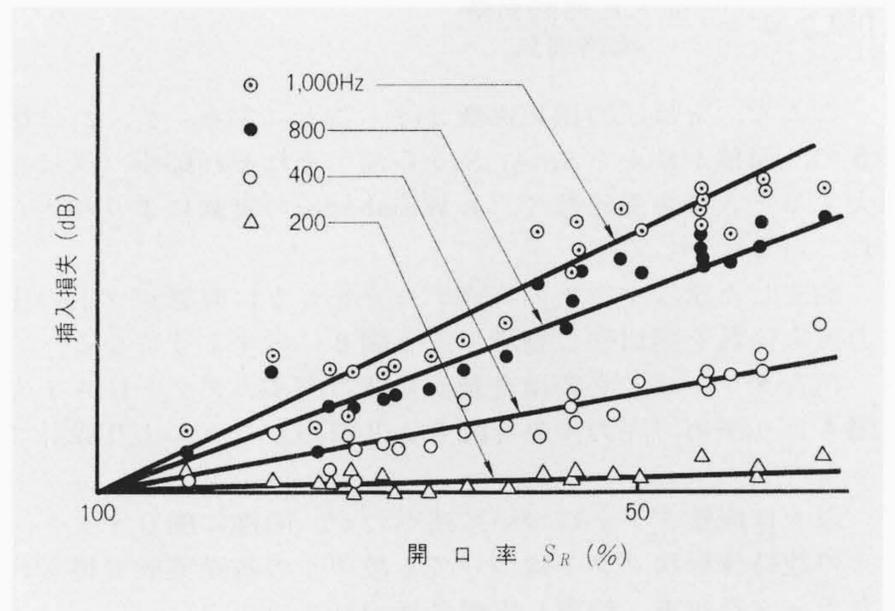


図4 直管ダクトの挿入損失(消音性能) 直管ダクトの挿入損失の実測値を開口率で整理したもので、開口率が小さいほど、低音域より中音域になるに従い挿入損失は大きくなる。

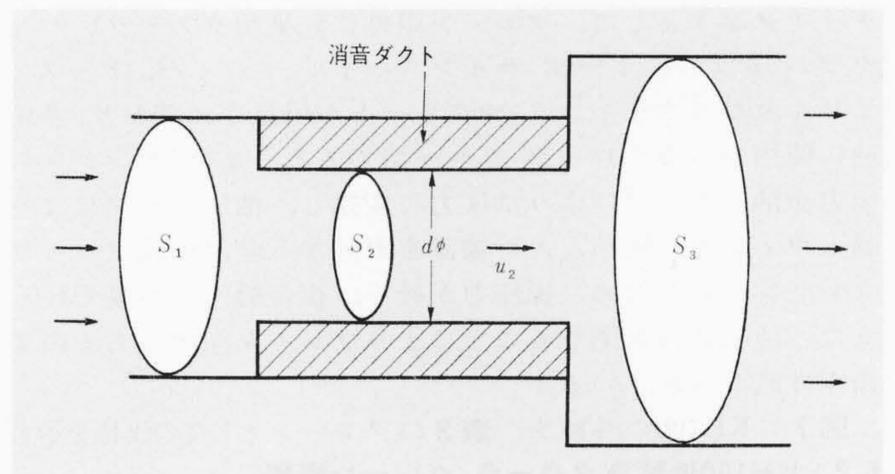


図5 管路の圧力損失モデル 消音ダクトの圧力損失を考えるための管路モデル図である。

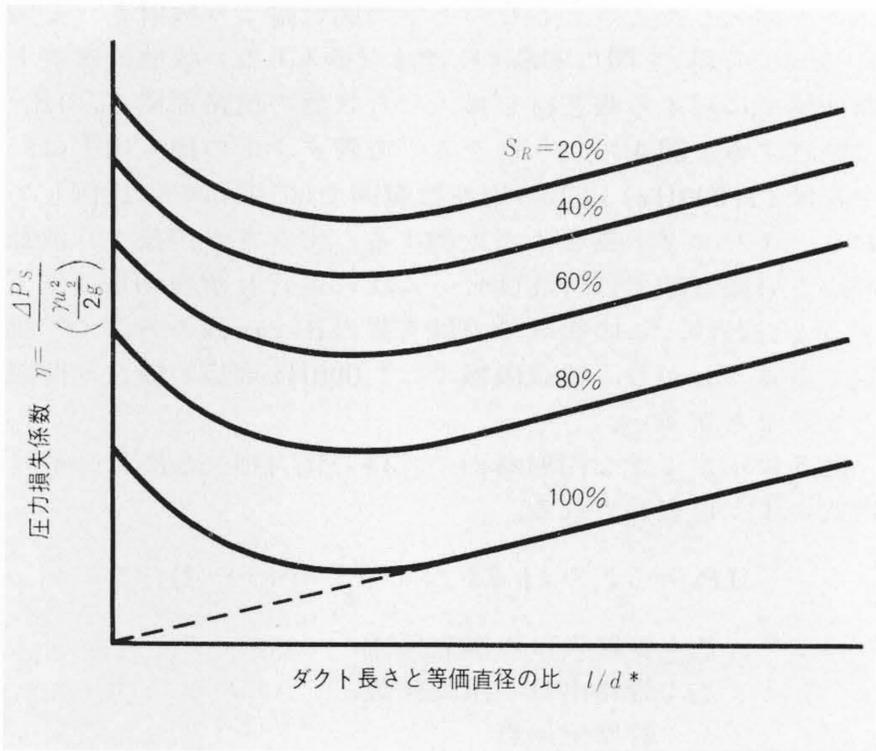


図6 直管ダクトの圧力損失係数 実測データをもとに、直管ダクトの圧力損失係数を開口率で整理したもので、ダクトの断面形状から圧力損失が求まる。

$$\eta = \frac{\Delta P_s}{\left(\frac{\gamma u_2^2}{2g}\right)} = \zeta_1 + \lambda l/d^* + \zeta_2 \dots \dots \dots (2)$$

但し、 $d^* = \frac{4 \times \text{流路断面積}}{\text{流路周長}}$

ここで、 η は圧力損失係数と呼ぶことにする。 ζ_1 、 ζ_2 は図5で、面積が S_1 から S_2 へ、 S_2 から S_3 へそれぞれ縮小、又は拡大するときの損失係数で、J. Weisbachの実験により与えられている⁽⁹⁾。

前述した試作ダクトの実測データをもとに直管ダクトの圧力損失係数を開口率で整理すると図6に示すようになる。

消音ダクトは、必要消音量から開口率 S_R 、ダクト長さ l を図4より決め、圧力損失を図6より求めることにより設計できる。

以上は直管ダクトについて述べたが、同様に曲りダクト、その他特殊形状ダクトについても数多くの基礎実験で得られたデータを収集、整理し実機に適用している。

6 KH100低騒音クローラ クレーン⁽¹⁰⁾

6.1 KH100概要(標準機)

KH100は、最大つり上荷重30 t(作業半径3 m)、全装備重量29.3 t(基本ブーム10 m付)の基本能力をもち、フロントアタッチメントとして、クレーン以外に建築用タワー クレーン、コラム シェル、ドラグ ライン、パイル ドライバ、アースドリル及びリフティング マグネットが用意されており、多用途に使用できるクローラ クレーンである。また、エンジンの出力を油圧ポンプにより油圧力に変換し、油圧モータにより巻上ウィンチ、旋回、走行装置を駆動する全油圧式クローラクレーンとしたため、操作力が軽く、複合動作も容易であり、また、油圧回路を閉じることによりブレーキ作用もあるので操作性能が優れている。

図7にKH100の外観を、表3にクレーンとしての仕様を示す。

6.2 KH100低騒音クローラ クレーン概要

KH100低騒音クローラ クレーンはKH100をベースに、

- (1) 騒音は法規制値より10dB(A)低い65dB(A)/30 m以下と



図7 KH100全油圧式クローラ クレーン つり上荷重30t, 自重29.3 tで操作性の良い全油圧式クローラ クレーンである。

表3 KH100クローラ クレーンの仕様 KH100 をクローラ クレーンとしたときの仕様である。フロント アタッチメントを替え多用途に使用できる。

つり上荷重 (t)		30 (作業半径3 mにて)
ブーム長さ	標準 (m)	10
	最大 (m)	37
	ジブ (m)	6・9 (31mブームまで装着可能)
速度(ロープ速度)	巻上 (m/min)	最大 70/35
	巻下 (m/min)	70/35
	ブーム巻上 (m/min)	最大 45
	ブーム巻下 (m/min)	45
	旋回 (rpm)	3.8
	走行 (km/h)	最大 1.5
登坂能力 (%)	40	
接地圧	0.61kg/cm ² (基本ブーム10m付)	
原動機	ディーゼル エンジン	
定格出力 (PS/rpm)	130/2,000	
全装備重量 (t)	約29.3 (基本ブーム10m付)	

する。

- (2) 作業性能は標準機と同一、外形寸法、デザインもほとんど同一とする。

- (3) 標準機とできるだけ部品の共通化を図る。

ことを基本方針に開発したものである。

構造は図8に示すように、主要騒音源であるエンジン、油圧ポンプ及びファンを吸音材を内張りしたエンジンカバーで覆い、冷却空気の入出口に消音ダクトを装着している。エンジン及び油圧ポンプの振動がフレームに伝わらないように防振支持とし、消音性能の良い排気消音器を採用した。ファンには音及び冷却性能から、20枚羽根ナイロンファンを用いており、ラジエータなどの冷却系も厳しい負荷条件でもオーバーヒートしないように放熱量の大きいものを使用している。

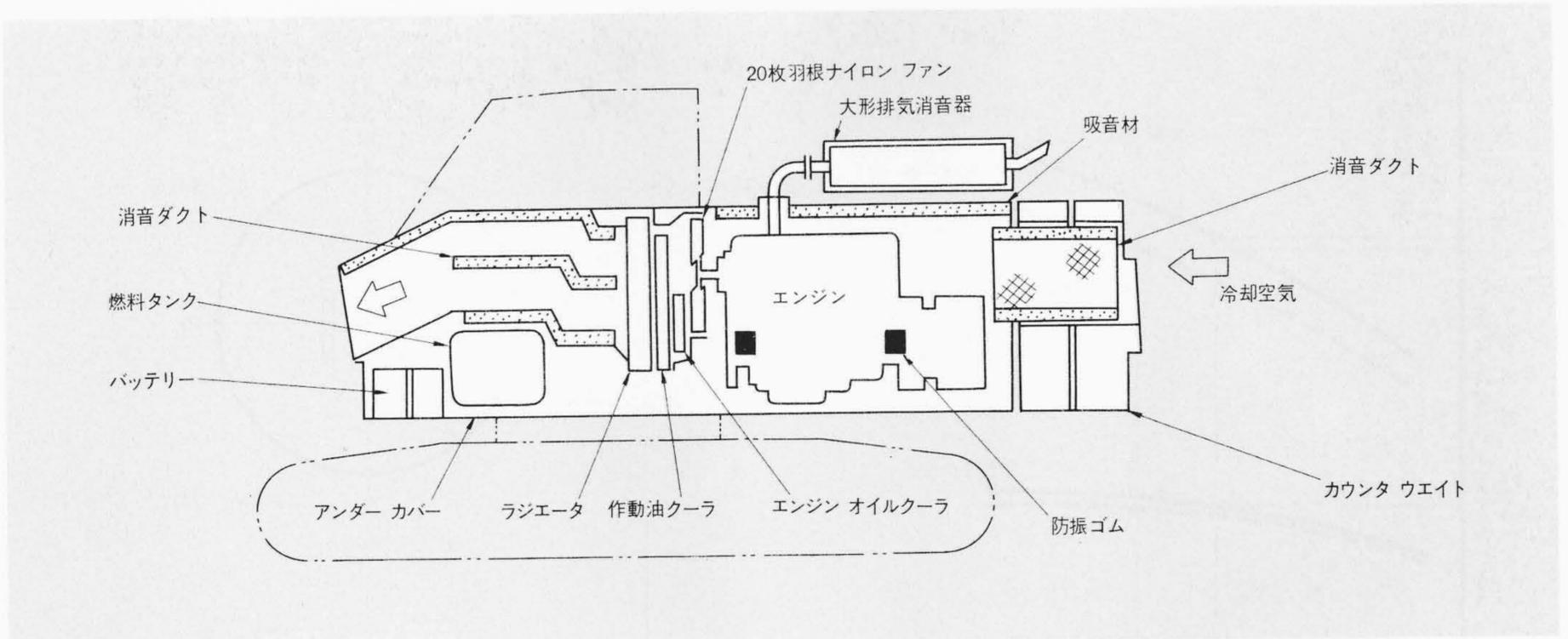


図8 KH100低騒音クローラ クレーン構造図 エンジンをカバーでしゃ音し、冷却空気出入口に消音ダクトを装着した構造である。

6.3 消音設計

騒音低減を図るとき、各周波数に対する必要低減レベルを設定しなければならない。図9はKH100の標準機の30mの位置における騒音スペクトルである。同図は騒音計のA特性のレスポンスを考慮に入れたものである。同図には後述(6.5)の試作した低騒音機の騒音スペクトルも記載してある。

KH100の標準機の騒音レベルは、30mの位置で最大74.5dB(A)である。低騒音機の目標値の65dB(A)を満足するために、消音ダクトの挿入損失及び圧力損失のデータをもとに、図9に示すような目標スペクトルを設定した。

音源を密閉すると反響により、カバー内の音圧レベルは上昇するが、これを防止するため、カバー内に吸音材を内張りしている。グラスウールなどのように吸音材自体は不燃性でも、油などが付着したときは火災のおそれがあるので、内張りには引火の危険のないところに必要最小限にとどめ、油などが付着した場合には交換できるようにしてある。

ファンの基本周波数はファンの毎秒回転速度と羽根枚数の積である。標準機は6枚羽根であり、ファン回転速度が2,000rpmのときの基本周波数は200Hzとなる。消音ダクトでは低音域で大きな減衰が得られず、ファン騒音を目標値まで低減することができないため、低騒音機では基本周波数700Hzの20枚羽根ナイロンファンを使用した。

排気音は性能のよい排気消音器で低減するが、この低減量はしゃ音カバーや消音ダクトの消音量と見合う値でなければならない。低騒音機の排気消音器は胴部からの音の放射を防ぐため二重構造とし、標準機と比較して12dB(A)消音性能の良いものを取り付けている。

エンジン及び油圧ポンプは防振支持をしているが、共振点をエンジンのアイドル回転速度以下として連成しない設計にし、また稼動中衝撃的な力が加わったときにはストッパにあたる構造としている。

エンジンカバーと消音ダクトを装着すると、エンジン音にマスクされている油圧騒音が問題となり、その対策が必要となる。このため、油圧脈動、騒音及び配管の振動の相関関係を調べ、特に騒音を発生する配管は鋼管からゴムホースに変更している。

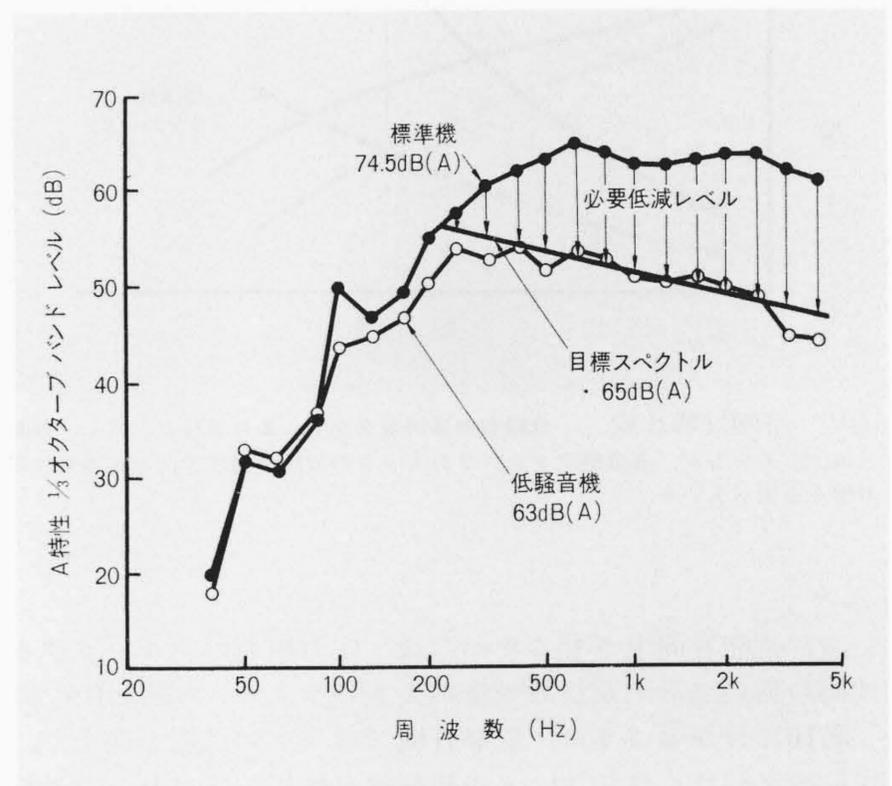


図9 目標スペクトルと必要低減量 標準機の周波数分析結果、目標スペクトル、及び必要低減量を示す。なお、完成した低騒音機の周波数分析結果も併記してある。

6.4 冷却性能

建設機械は重負荷で稼動することが多く、低騒音化のために密閉構造にして冷却空気の出入口に消音ダクトを取り付けると、ますますヒートバランスが厳しくなる。KH100は負荷条件の厳しい、クラムシェル、ドラグラインなどの掘削機としても使用されるため、低騒音化に当たり冷却系を十分検討し設計している。

図10は標準機と低騒音機の冷却性能を比較したものである。低騒音機は消音ダクトを装着するため、ラジエータによる圧力損失と消音ダクトの圧力損失が加算されるため、風圧が大きくなり、ファンとのマッチング点が風量の少ない方向へ移動する。このため、風量が減少し、ラジエータの放熱量が減りオーバーヒートを起こす。

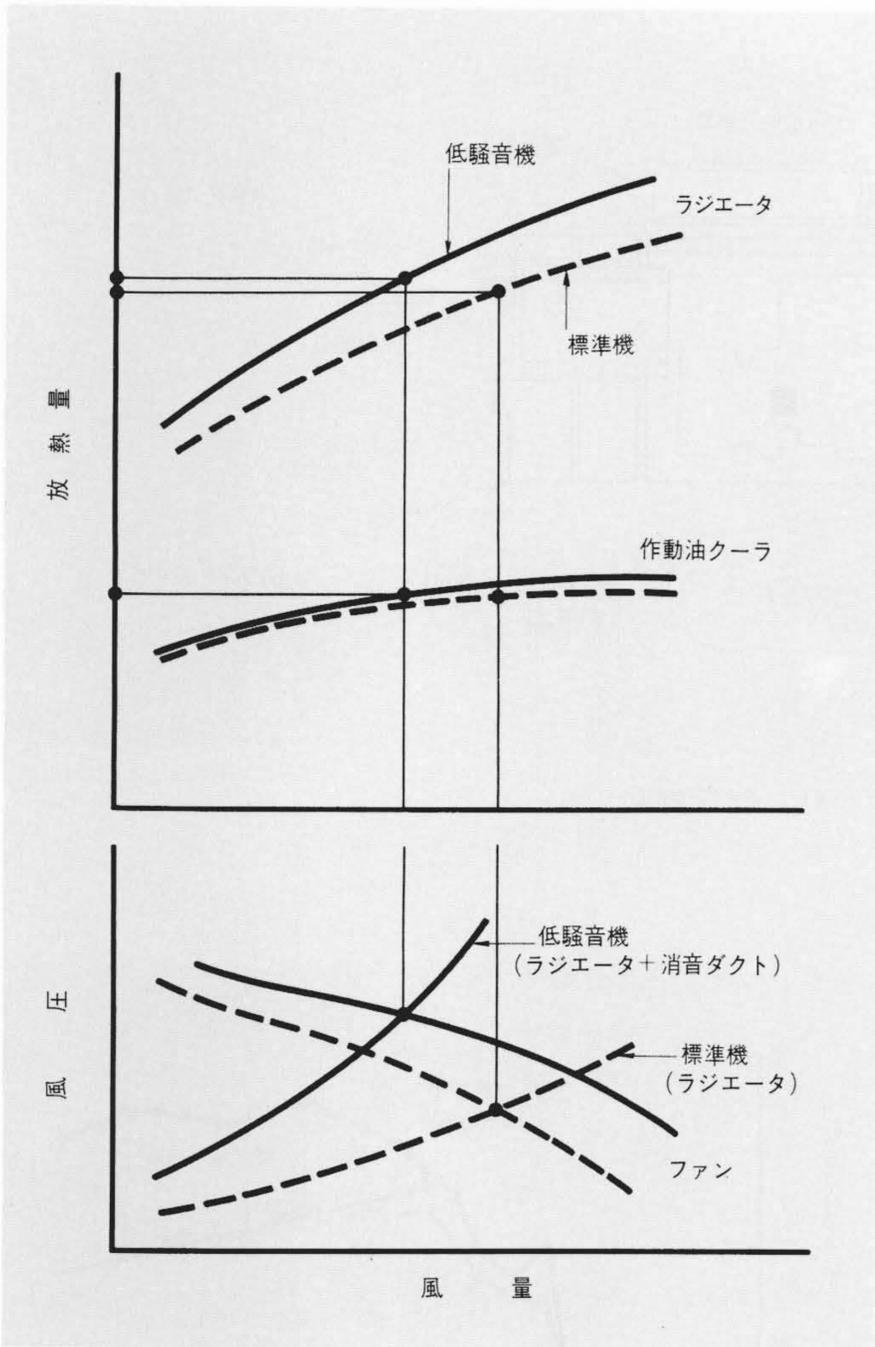


図10 冷却性能比較 低騒音機は消音ダクトにより風圧が上昇し、風量が減少しているが、高性能ファン、ラジエータの放熱量増加で、冷却性能は標準機を上回っている。

冷却性能を向上させるためには、圧力損失の少ないダクト性能の良いファン及び放熱量の大きいラジエータを採用する。

図10で分かるように、低騒音機ではファン性能を向上し、作動油クーラ、ラジエータの放熱量を増加しており、冷却性能は標準機を上回っている。

6.5 騒音

KH100低騒音クローラ クレーンの騒音を標準機と比較したものが図11である。測定はエンジン無負荷最高回転時、(約2,060rpm)、車体中心から30mで行なっている。騒音レベルは8~12dB(A)低減しており、最大値は後方(カウンタ ウェイト側)で63dB(A)である。周波数特性は図9に示したように、300Hz以上の耳ざわりな中・高音域のレベルが低下し、聞きやすい音になっている。

7 結 言

以上ショベル系建設騒音について、法規制の概略及び低騒音化の方法をKH100低騒音クローラ クレーンを例に紹介した。

市街地での建設工事が多くなり、且つ交通事情などのため夜間作業をしなければならないことを考慮すると、建設機械の騒音はますます静かなものが要求されるようになると予想される。

ここで述べた低騒音化は、発生した音をしゃ断、又は消音

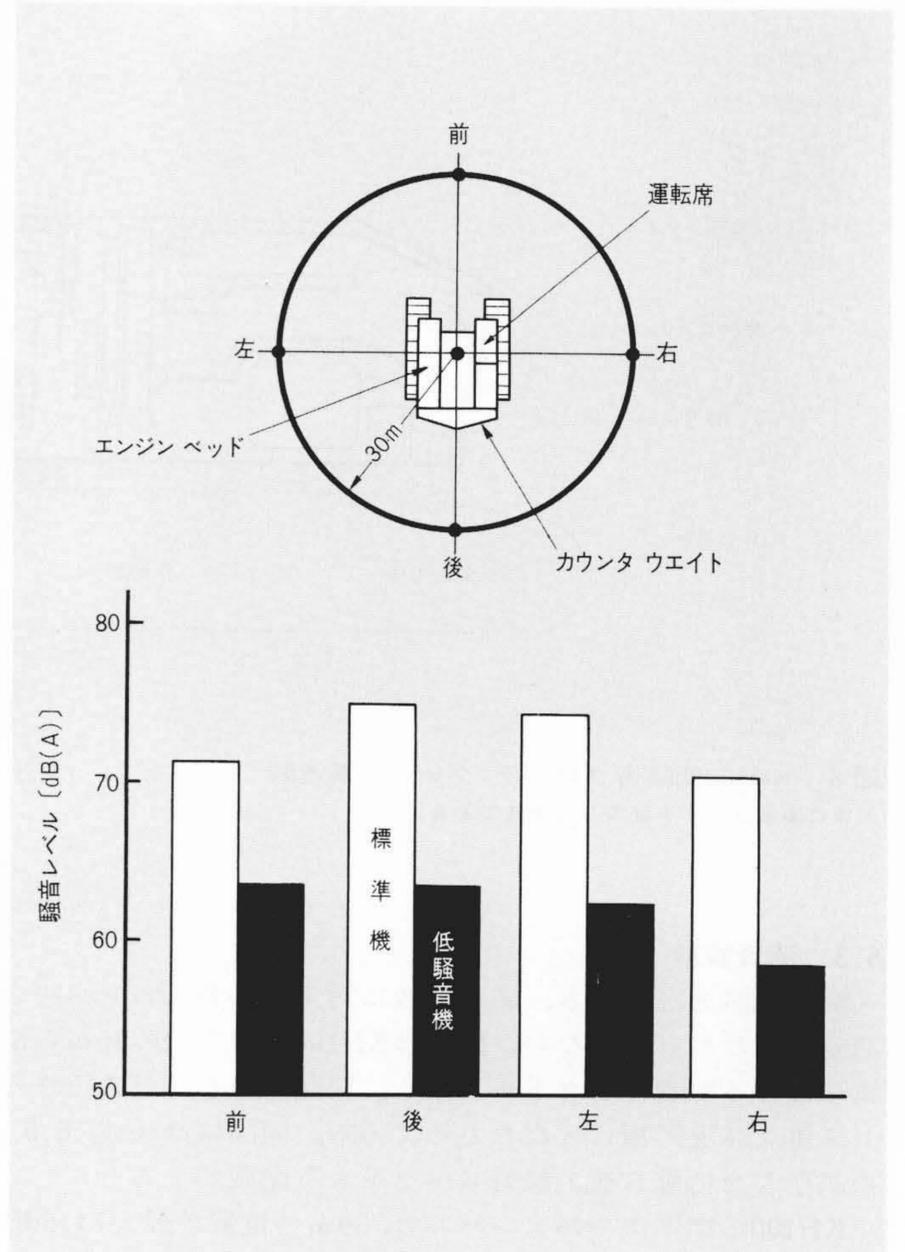


図11 騒音比較 車体中心から30m、エンジン無負荷最高回転の標準機と低騒音機の騒音の比較で8~12dB低減していることがわかる。

する方法であるが、筆者らは騒音源、振動源及び伝搬経路の基礎研究を更に続け、より静かな建設機械の開発をしていく考えである。

参考文献

- (1) 東京都 都民を公害から防衛する計画 (1972)
- (2) 機械振興協会経済研究所、日本産業機械工業会 産業機械の騒音振動調査報告書 (1975-3)
- (3) 大宮, 杉山 「建設工事に伴う騒音・振動の実態と評価に関する考察」 建設の機械化, 297, 11, p.60~66 (1974)
- (4) T. Priede "Cut Engine Noise Three Ways" SAE Journal, April, p.20~27 (1970)
- (5) D. Anderton, T. Priede "Origins of Reciprocating Engine Noise— Its Characteristics, Prediction, and Control" ASME Publication, 70-WA/DGP-3, Aug, 11, (1970)
- (6) CIMAC-Arbeitsgruppe "Geräusch" "Statistische Erhebung über Dieselmotorengeräusche" MTZ, 31, Nr4, p.157~160 (1970)
- (7) 日本音響材料協会編 騒音対策ハンドブック, 399 (昭42, 技報堂)
- (8) L. L. Beranek Noise and Vibration Control p.378~384, (1971, McGraw-Hill)
- (9) 機械設計便覧編集委員会編 機械設計便覧 1945 (昭48, 丸善)
- (10) 大須賀, 和泉 「低騒音形クローラ クレーンの概要」 建設の機械化, 301, 3, p.59~62 (1975)