

50. 超低騒音型パワーショベルの開発

KOMATSU：黒本 和憲

1. 緒言

騒音公害に対して厳しい目が向けられる今日、建設機械に於いても作業性能は当然のこととして、さらに周囲騒音への十分な配慮が求められている。そうした社会的要請に応えるべく、近年都市土木での使用頻度が増大している中小型パワーショベルに対して実施した、低騒音化の研究と量販化された内容について紹介する。

2. 基本構想

従来、パワーショベルのエンジンルームに先ず求められていたのは、作業能力の増大を支えるエンジン、油圧系への冷却能力の確保であり、図1に示す一般的な設計フローが示す様に、エンジンルームの音響特性は冷却能力確保の結果として二次的に決まっていた。従って、エンジンルームはその騒音エンクロージャーとしての減音性能について、必ずしも最適な構造とはなっていなかった。図2は今回、量産に先行し研究対象とした、当社の車体重量10トンクラス従来型のパワーショベルが発生する騒音の減衰の様子を示すものであるが、エンジンルームによる遮音効果は13.5 dB(A)と推定される。これに対し、図2に示す平均吸音率 $\alpha = 0.5$ である吸音材で内面を覆った、板厚2.3 mmの鉄板で全閉する単純なパッケージモデルのエンジンルームを考えると、その減音性能を

$$Le = Lw - TL + 10 \cdot \log \alpha + 10 \cdot \log \frac{1}{2\pi r^2}$$

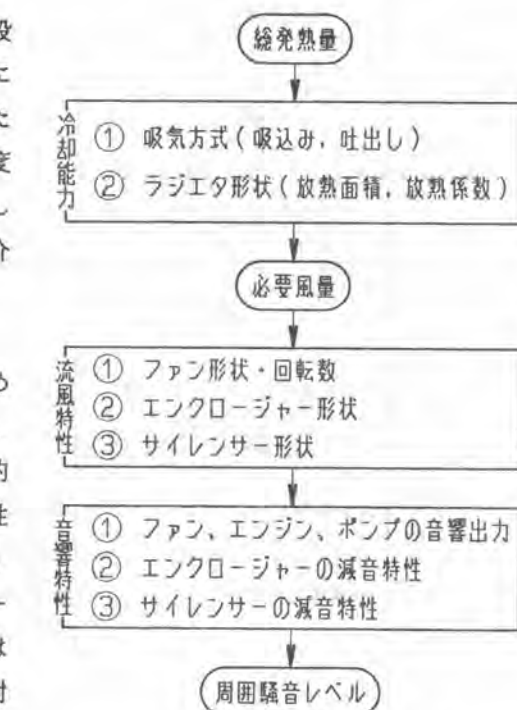


図1 エンジンルームの設計フロー

TL：鉄板の透過損失

Le：受音点の騒音レベル

Lw：騒音源の音響パワーレベル

により計算した場合、現状よりもさらに18 dB(A)の騒音低減が可能ということになる。従って設計当初よりエンジンルームの音響性能を考慮することが、騒音低減に有効であることが期待され、先ず現状のエンジンルームの遮音特性について詳細な計測を実施した。

3. 現状計測

パワーショベルの騒音発生メカニズムを模式図で示すと図3となるが、エンクローズの効果をもつたためには、こうした騒音伝達経路の詳細を解明することが重要となる。従来の騒音計測では、予想される各騒音源の全体騒音に対する寄与率を同定することに主眼がおかれていたが、今回はさらに下記2項目の計測を追加し、エンクロージャーとしての問題点を浮かびあがらせようとした。

(1) エンジンルーム内部音圧の分布

エンジンルームを幾つかの空間に分割し、それぞれの代表点での音圧を計測した。

(2) エンジンルーム外表面の音響インテンシティの分布

エンジンルーム外側に15cm離れた仮想面を通過する音の強さを計測し、マップにした。図4に示す車体右側面の例では、作動油タンクのゲージ穴よりエンジン音が漏れている様子を知ることができる。

以上2つの計測データの比較により、各騒音源の漏れ経路が明らかとなり、エンジンルーム各部の遮音特性が評価できることになる。

また、一般に騒音の密閉を考える際には、騒音源の固体音が十分除去されていないと、エンクロージャー自身が新たな騒音発生源となり、騒音を増加させるため、固体音の寄与についてあらかじめ計測し、図5に示す様に極めて低いことを確認した。

4. 設計方針

以上の計測結果を踏まえ、低騒音の研究車を設計するに際し、次の基本方針により諸元を決めた。

(1) 現状の外表面のインテンシティのバラツキを極力均一化することが、エンクローズとしての効率を最も高めることになる。従って、問題となる隙間へのシール構造および各外装面の板厚を、これにより適正化する。

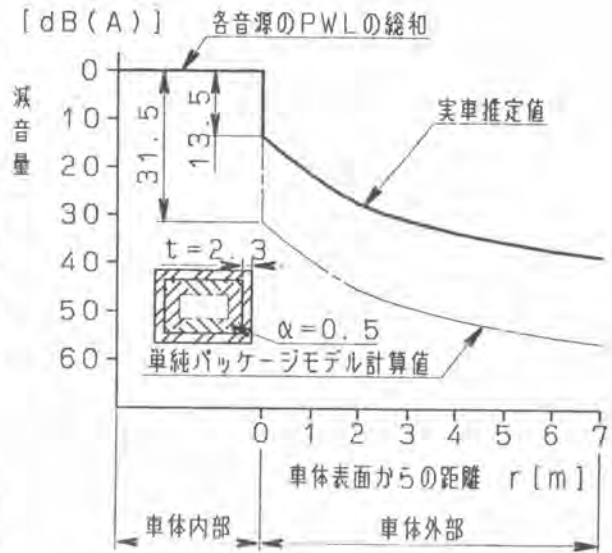


図2 パワーショベルの遮音性能

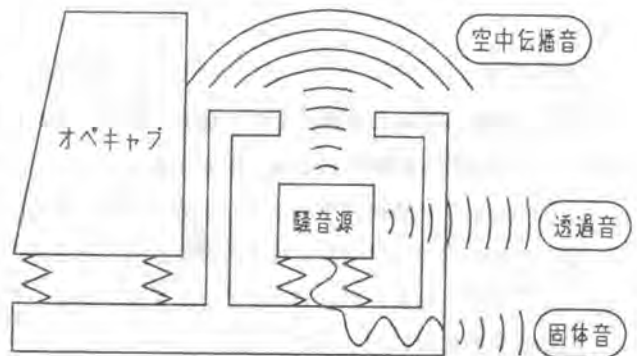


図3 パワーショベルの騒音発生機構

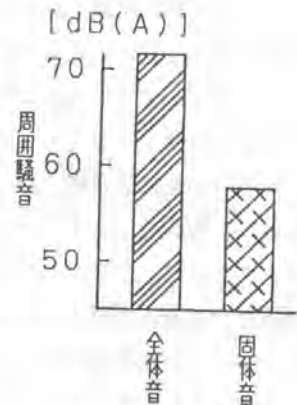


図5 固体音の寄与

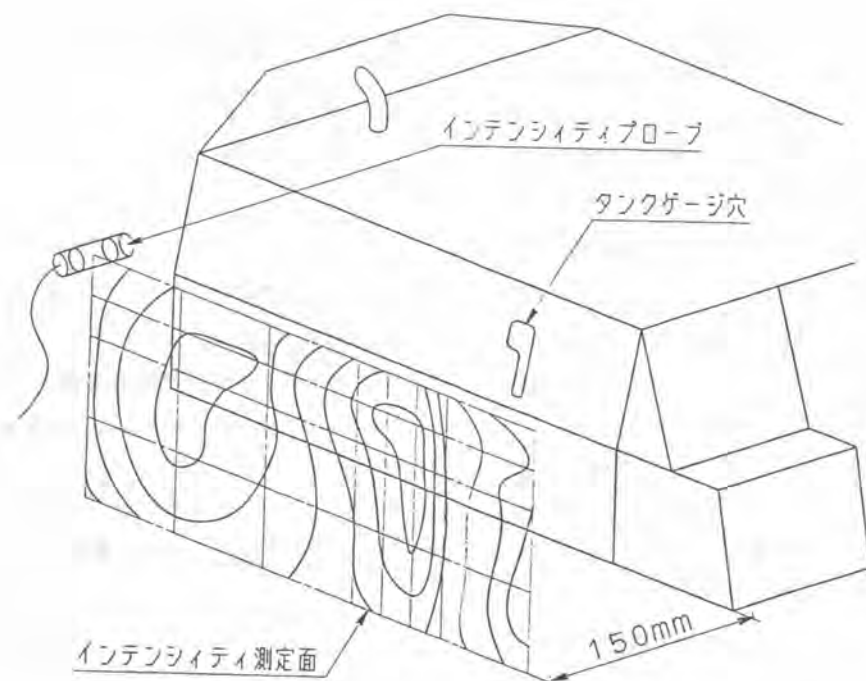


図4 車体右側面の音響インテンシティ

(2)内部音圧への配慮として、騒音に対する寄与の大きい吸排気口およびオペレータキャビンに近い空間への吸音材を重点配備する。

(3)エンジン燃焼音やマフラー気流音に含まれる高周波音は官能に与える影響が大きく、それらの音の出口には問題となる周波数成分の除去のためのダクトあるいはレゾネーターを装着する。

冷却能力の確保に対しては、これをエンジンルームを通過する空気流量の問題ととらえて

(4)空気流路抵抗の低下のため、ラジエータ、エアクリーナ等の配置の見直しや整流板の追加を実施する。これらの諸元変更の効果を定量化するために、騒音予測シミュレーションプログラムを作成し、チューニングを実施した。これはエンジンルームを幾つかの空間に分割し、それぞれの中を拡散音場、即ち音圧レベル一定という仮定のもとに、図6に示すフローで実行されるものである。入力データとして、各発音体の音響パワーレベル、吸音材の吸音特性、遮音板の透過損失を周波数特性として与え、エンジンルームの幾何学形状を与えれば、1/3オクターブ毎に内部音圧及び各方向の周囲7m騒音値が計算され、オーバーオール値が求められる。

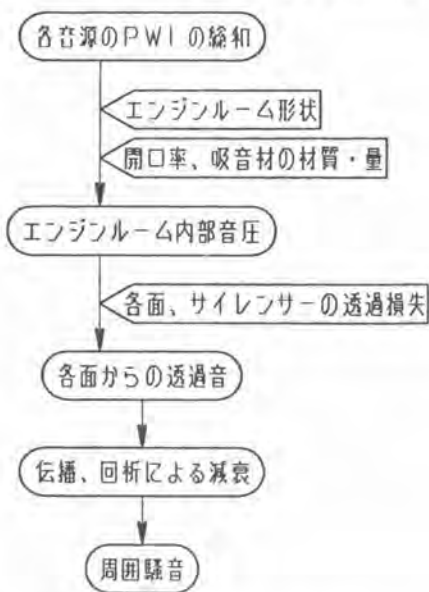


図6 騒音予測シミュレーションのフロー

図7は結果の一例であるが、特定の空間に於ける開口率と吸音材面積率を変化させていったときの周囲騒音エネルギー平均値である。これより、両者には極めて強い相乗効果が確認され、遮音のための

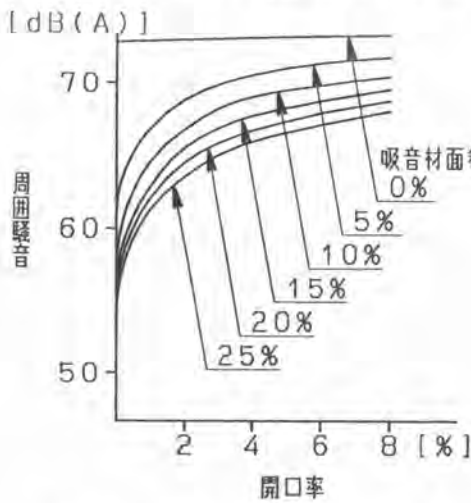


図7 吸音材面積率と開口率による減音

の密閉化はある程度の吸音材がないと効果の薄いことがわかる。

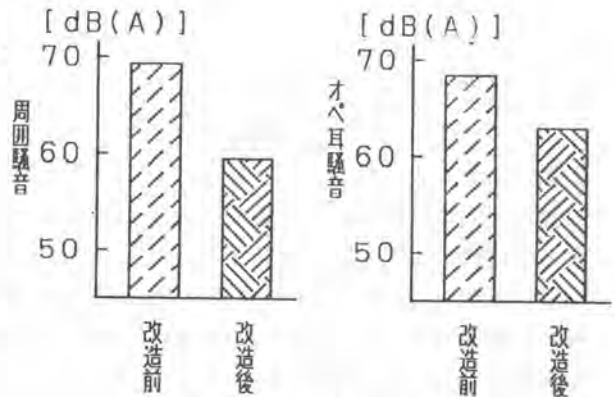


図8 研究車の実測結果

5. 結果

図8に研究車の実測結果を示すが、これには別途実施したエンジンおよびポンプ自身の騒音低減効果も含まれる。周囲騒音で9.8 dB(A)減、オペレータ耳元で5.4 dB(A)減と結果は顕著であり、

同時に実施されたヒートバランス試験でもエンジンルームの冷却能力が従来機に対し維持されていることが確認された。当社では、本研究成果を折り込んだ超低騒音パワーショベル「ESTRA」6機種を昨年11月に発売し、本年3月、量販機としては業界で初めて建設省の「超低騒音型建設機械」に指定された。その中の一つ、PC60アバンセESTRAで採用された主な対策内容を図9に示すが、本機はパワーショベルとして超低騒音型指定基準の中でも最も低い、周囲7m騒音エネルギー平均65 dB(A)をクリアしている。

図9 PC60アバンセESTRA

