

# 油圧ショベルのダイナミック騒音レベル 予測手法の開発

## Development of a Technique to Predict the Level of Dynamic Noise of Hydraulic Excavators

岩 寄 幹 雄  
Mikio Iwasaki

建設機械の低騒音化に対する市場のニーズは高く、これを満たす高い品質の製品をより早く市場に送り出すためには、事前に起こり得る騒音問題をシミュレーションし、解決しておくことが必要である。

今回は過去のデータを利用せずに、開発車両の図面情報と搭載するコンポーネントの騒音レベルから、稼働中の油圧ショベルの周囲騒音レベル(ダイナミック騒音レベル)をシミュレーションする手法を開発したので、その事例について紹介する。

Reducing the noise of construction equipment is strongly demanded by the market. In order to put on the market a new, high-quality product which meets the demand, it is necessary to predict its noise problems and solve them beforehand.

Recently, we developed a new technique to simulate the level of ambient noise (dynamic noise) of a hydraulic excavator in operation. It uses the design data about the hydraulic excavator and the levels of noise produced by its components, rather than relevant data obtained in the past. This paper describes the newly-developed simulation technique.

Key Words: Dynamic Noise Level, Acoustic Power Level, New EU Order, Simulation, EXCEL File

### 1. 開発の背景

#### 1.1 開発期間の短縮

ダントツに良い製品をより早く市場へ供給するためには、短期間に車両を開発する必要がある。油圧ショベルの開発における騒音問題の解決は、その性能面のチューニングにおいて最も時間を要する項目の一つとなっている。従って、より早くその車両の騒音レベルを把握し、低騒音化、異音対策、音色改善などの騒音問題に対する効果的な対策案をどれだけ事前に検討し、より多く準備しておけるかが、その車両の開発期間を左右すると言っても過言ではない。そこで、「精度良く車両の騒音レベルを予測」し、しかも「効果的な対策案を立案」できる予測手法が求められている。

#### 1.2 EU 規制への対応

欧州指令2000/14/ECが発令され、これによりエンジン出力が500kW未満の建設機械のうち、EU諸国に輸出する製品はすべてその車両の音響パワーレベルを規制されている。

建設機械の音響パワーレベルは、車両を取り囲む半球面上の6ポイント(図1)にて、掘削模擬操作中の等価騒音レベルを測定し、これをエネルギー平均した値(ダイナミック騒音レベル値)に、距離減衰を加味して求める。算出式を下記に示す。

$$L_{WA} = L_{AeqT} + 10\text{Log}(S/S_0) \dots\dots\dots 1)$$

$L_{WA}$  : 音響パワーレベル dB(A)

$L_{AeqT}$  : 6ポイントの等価騒音レベルの  
エネルギー平均値 dB(A)

$S$  : 半球面の表面積  $m^2$

$S_0$  : 基準面積  $1.0m^2$

また、油圧ショベルの現行の規制値は下記の算出式によるが、

$$15 \geq P \text{ の場合 } L_{WA} = 96\text{dB(A)} \dots\dots\dots 2)$$

$$15 < P \text{ の場合 } L_{WA} = 83 + 11\text{Log}(P) \dots\dots\dots 3)$$

$L_{WA}$  : 車両の音響パワーレベル dB(A)

$P$  : エンジンのネット出力 kW

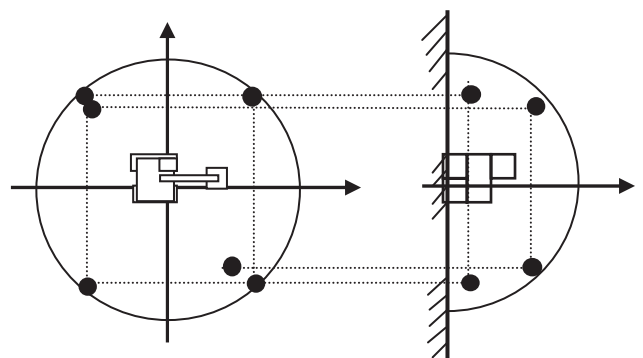


図1 ダイナミック騒音レベル測定ポイント

さらなる改定指令では、2006年1月からEU諸国にて販売される建設機械のすべての音響パワーレベルを現行の規制値よりさらに3dB(A)低減することが要求されている。

これはコマツにて生産している油圧ショベルに限定しても、対象機種は機械質量が0.3tonから110tonクラスまでの30機種以上にのぼり、今後この対応が急務となっている。これらの多くの機種の騒音問題を限られた期間で解決するためには、「手早く」、しかも「容易に解析」できる必要があり、FEMやSYSNOISEといった解析ツールとは異なる、測定現場でも利用できるようなシステムが要求されている。

## 2. これまでの予測方法とその問題点

### 2.1 従来の予測方法

開発機のダイナミック騒音レベルを予測するのに最も多く用いられている計算方法としては、現行機のコンポーネントの寄与度調査(図2の①)を元に、ベンチ単体テストにて効果のあったコンポーネントの低減量(図2の②)を開発機から減算し、次にすべてのコンポーネントの騒音レベルをエネルギー加算(図2の③)することで開発機のレベルを予測する方法がある。

これは対策案の検討の際も同様で、現行機による対策効果の測定結果より予測している。

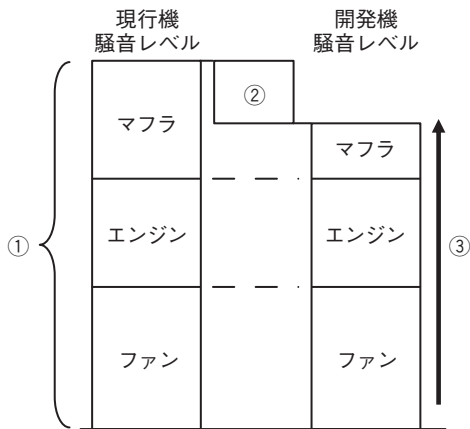


図2 これまでの予測方法

### 2.2 従来手法の問題点

#### (1) 現行機の寄与度調査の必要性

従来の予測方法では、開発機のレベルを予測するために、現行機に搭載しているコンポーネントのダイナミック騒音レベルに対する寄与度を調査する必要があります。

寄与度調査は①排気音を大型マフラを装着して減少させる方法や、②ジャバラ管を装着して吸気音を測定点から遠ざける方法、③ファンの駆動を止める方法、④エンジン本体を鉛ウレタンで覆う方法などを用いて各コンポーネントの音のレベルを抽出する。これに掛かる多くの工数と費用は開発の上で大きな負担となっている。

#### (2) 現行機による測定データの必要性

開発機のレベルを予測するためには、現行機の寄与度調査結果に加え、対策効果の確認結果、現行機の図面などの

多くの過去のデータを必要とする。ただし、欲しい条件に見合う測定データはほとんどなく、再度、現行機を使用して測定するか、近い条件のデータを代用して計算することが多いのが現状である。

#### (3) 現行機と開発機の相違点の考慮

現行機と開発機はその外装の板厚、エンジン回転数、吸音材の貼付位置など様々な車体条件が現行機とは異なる。しかしながら従来の方では、現行機の車体条件をベースに解析するため、開発機の車体条件は厳密に計算に反映されないという問題点がある。

#### (4) 周波数領域の考慮

従来の予測方法では、騒音レベルによる計算であり、周波数領域まで考慮していない。従って、音源の周波数領域の分布を把握することや、効果的な吸音材、遮音に最適な板厚の選定が周波数領域まで十分に検討できないという問題点がある。

## 3. 新規解析方法の紹介

### 3.1 特長

油圧ショベルに搭載するエンジン、マフラ、ファンのベンチ単体テストでの騒音測定データから、車両のダイナミック騒音レベルを求める。エンジンルーム外装による透過損失、吸音材による吸音力、距離減衰を加味して計算する。主な特長を下記に示す。(図3)

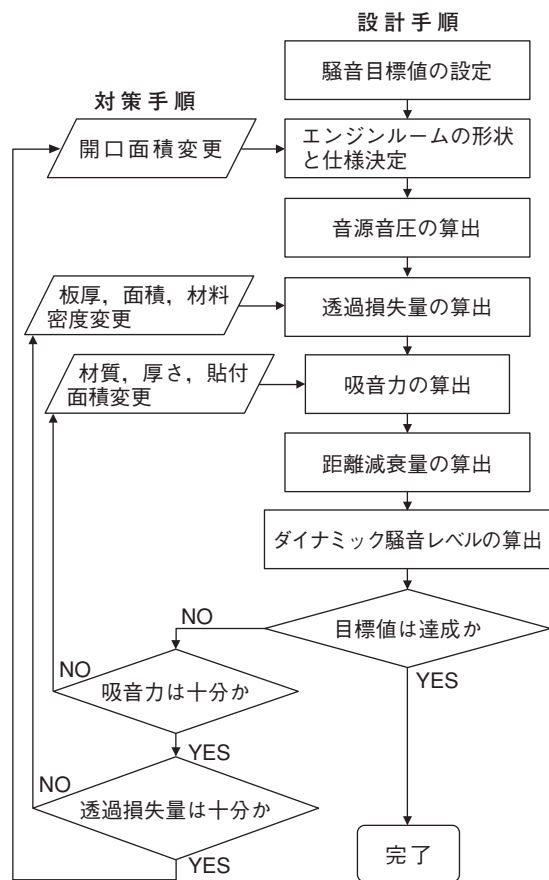


図3 シミュレーションのフローチャート

(1) 現行機のデータが不要

開発機に関する設計データからシミュレーションを行うので、現行機による寄与度調査や車体情報などのこれまでの過去のデータを必要としない。

(2) 周波数領域の考慮

周波数領域のデータまで計算に加味するため、より詳細な検討が可能である。

(3) 容易さ

エクセルファイルによる計算であるため、パソコンさえあればどこでも容易にその車両のダイナミック騒音レベルまたはその対策効果を把握することができる。

3.2 前提条件

- (1) エンジンルーム内は拡散音場である。
- (2) 屋外は半自由音場である。
- (3) 主音源はエンジン、マフラ、ファンである。
- (4) 音の指向性の影響する解析はできない。
- (5) エンジンルームをエンクロージャ(防音カバー)と仮定する。(図4)

3.3 解析に用いる主なデータ

何れも開発機のデータ

(1) エンジンルームの外装情報

- ①材質 ②厚さ ③面積 ④材料密度
- ⑤開口面積 ⑥開口位置 ⑦外寸

(2) 吸音材の特性

- ①材質 ②厚さ ③面積 ④吸音率

(3) コンポーネントの周囲騒音レベル

- ①エンジン音 ②マフラ音 ③ファン音
- (20Hz～20kHzの1/3 OCT分析結果)

3.4 利用した主な算出式

本シミュレーションは下記の算出式の考え方を組み合わせて、周波数領域まで解析することによって成立する。(図5, 図6)

(1) 室内音源による室外騒音<sup>1)</sup>

エンジンルーム内を室内、屋外を室外として下記の算出式の考え方をシミュレーションに取り入れた。第四項、第五項は半自由音場での音の距離減衰を表している。

平均吸音率は吸音材メーカーの吸音率データを利用して求めた。

$$L = L_p - TL + 10\log(S/A) - 20\log(r) - 8 \dots\dots\dots 4)$$

$$TL = 10\log(\sum S_n / (\sum \tau_n \cdot S_n)) \dots\dots\dots 5)$$

$$A = \alpha \cdot S \dots\dots\dots 6)$$

$L_p$  : 室内騒音源の音圧レベル (dB)

$TL$  : 平均透過損失 (dB)

$S$  : 室内の全表面積 (m<sup>2</sup>)

$A$  : 室内吸音力 (m<sup>2</sup>)

$r$  : 壁面から室外測定点までの距離 (m)

$\alpha$  : 室内平均吸音率

$S_n$  : 部分面積 (m<sup>2</sup>)

$\tau_n$  : 部分透過率

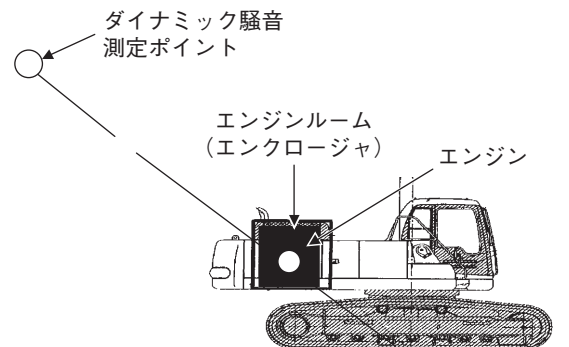


図4 測定ポイント

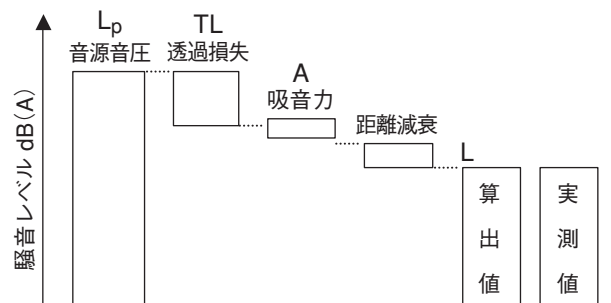


図5 シミュレーションの過程

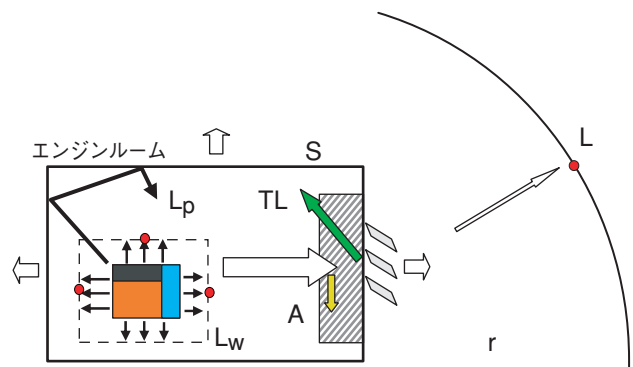


図6 シミュレーションの模式図

(2) エンクロージャの効果<sup>2)</sup>

エンジンルームをエンクロージャ(防音カバー)と捉え、下記の算出式の考え方を利用した。

式7)の第三項はエンクロージャを付けたことによるビルドアップ量(音圧上昇量)を示す。

$$L_p = L_w = 10\text{Log}(1/S + 4/R)$$

$$= L_w - 10\text{Log}(S) + 10\text{Log}[1 + 4(1 - \alpha)/\alpha] \dots\dots\dots 7)$$

$$R = \alpha S / (1 - \alpha) \dots\dots\dots 8)$$

$L_p$  : エンクロージャ内部壁面上の音圧レベル (dB)

$L_w$  : 音源の音響パワーレベル (dB)

$S$  : エンクロージャ内全表面積  
(上記の室内の全表面積と同一) (m<sup>2</sup>)

$\alpha$  : エンクロージャ内の平均吸音率  
(上記の室内平均吸音率と同一)

$R$  : エンクロージャ内の室定数

(3) 透過損失<sup>3)</sup>

壁面に入射する音の強さ $I_i$ と透過する音の強さ $I_t$ との比 $10\text{Log}(I_i/I_t)$ を透過損失と呼び、実用的には下記の算出式により求める。(表1)

$$TL = 18\text{Log}(m \cdot f) - 44 \dots\dots\dots 9)$$

$$m = n \cdot t \dots\dots\dots 10)$$

$m$  : 面密度 (kg/m<sup>2</sup>)

$n$  : 材料密度 (kg/m<sup>3</sup>)

$t$  : 板厚 (mm)

$f$  : 周波数 (Hz)

表1 透過損失計算シート

エンジンルーム全面について解析  
dB (A)

透過損失 中心 周波数	TL'		$\tau'$		$\tau \cdot S_n$			TL Total.A
	SPHC		SPHC		SS400P	SPHC	hole	
t	1.6	3.2	1.6	3.2	3.2	1.6	—	—
S	—	—	—	—	2.42	3.88	2.59	9.50
20	-0.8	4.6	1.2E+00	3.5E-01	8.3E-01	4.7E+00	2.6E+00	0.7
8000	24.1	51.5	3.9E-03	7.2E-06	1.7E-05	1.5E-02	2.6E+00	5.6
10000	47.8	53.2	1.7E-05	4.8E-06	1.2E-05	6.5E-05	2.6E+00	5.6
12500	49.5	54.9	1.1E-05	3.2E-06	7.7E-06	4.3E-05	2.6E+00	5.6
16000	51.5	56.9	7.2E-06	2.1E-06	5.0E-06	2.8E-05	2.6E+00	5.6
20000	53.2	58.6	4.8E-06	1.4E-06	3.3E-06	1.9E-05	2.6E+00	5.6
APc	57.6	63.2	コインシデンス周波数での透過損失					
fc	8028	4014						
TLC	24.1	30.1						

(4) コインシデンス効果<sup>2)</sup>

コインシデンス効果とは、入射音と壁面が共振に類似の現象を生じて、透過損失が低下することを言い、この現象の起る周波数をコインシデンス周波数と呼ぶ。この周波数では質量則どおりの透過損失を得られないことが知られている。

$$f_c = C^2 / (1.8 \times 10^3 \cdot C_L \cdot t) \dots\dots\dots 11)$$

$f_c$  : コインシデンス周波数 (Hz)

$C$  : 音速 (m/s)

$C_L$  : 縦波伝播速度 (m/s)

$C_L$  :  $5.0 \times 10^3$ (鋼),  $4.0 \times 10^3$ (コンクリート)

$t$  : 板厚 (mm)

(5) コインシデンス周波数における透過損失<sup>4)</sup>

コインシデンス周波数における透過損失については下記の

算出式から求め、シミュレーションの精度を向上させている。

$$TL_c = 40 - 20\text{Log}(10/t) \dots\dots\dots 12)$$

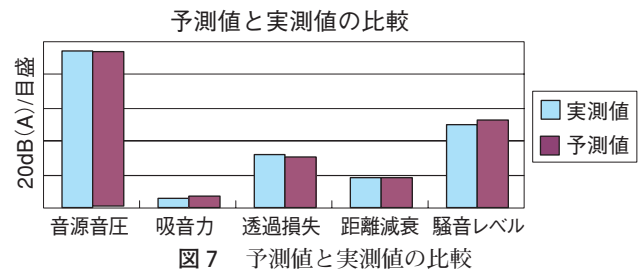
$TL_c$  : コインシデンス周波数での透過損失 (dB)

$t$  : 板厚 (mm)

4. 実測値との比較

4.1 ダイナミック騒音レベルの予測

5機種(油圧ショベル)のダイナミック騒音レベルについて本編に述べた計算方法による予測値と実測値の比較を行ったところ、一機種にて2.2dB(A)の相違があったものの、その他の機種では1dB(A)以内で予測することができた。機種Cについては、車両の完成前にダイナミック騒音レベルを予測することで、事前に対策の必要性を把握し、開発期間の短縮に貢献できた。(図7)



4.2 対策効果の予測

機種Dについては対策案についても多くの検討を本シミュレーションにて行い、その有効性を事前に判断することができた。

- (1) 対策案
- ① 外装の開口部をふさぐ対策
  - ② 吸音材の体積増量による対策
  - ③ 板厚を上げる対策
  - ④ エンジン回転数を下げる対策

(2) 確認結果

上記のうち車両外装への対策の中で最も効果のあると解析された①の対策案について対策を実施し、その予測精度について確認した。

(1) 対策内容:

エンジンフード上面にある開口部の一部(図8の斜線部分にある開口)をふさぐ対策。

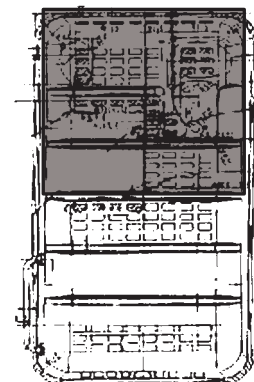


図8 エンジンフード対策



## (2) 確認結果：

予測値72.2dB(A)に対し実測値71.9dB(A)であることから、対策結果についても高い精度にてシミュレーションでできることが確認された。

## 5. モデル実験の実施

シミュレーションの更なる精度向上、問題点の抽出のために、モデル実験を滋賀県立大学の半無響室をお借りして行った。(図9, 図10)



図9 モデル実験風景1



図10 モデル実験風景2

## 5.1 条件

音源：YAMAHA MS60S

供試BOX：0.7m×0.8m×0.4m, SPHC t1.6

半無響室：5.0m×5.0m×3.0m(H)

発生音：ピンクノイズ 発生器：RION SA28

騒音計：RION 精密騒音計 NA27

解析器：小野測器 DS9000 シリーズ

## 5.2 方法

スピーカをエンジン、供試BOXをエンジンルームとなるように15tonクラスの油圧ショベルとこれらの寸法比率を合わせた。このスピーカの周囲騒音レベルから供試BOX周囲の騒音レベルを求めた。測定は供試BOXを室内の仮想半球面の中心に置いてISO3744(1994)に準拠した試験方法(音圧法による騒音源の音響パワーレベルの算出)にて行い、本予測手法の検証試験を実施した。主な方法を下記に示す。

## (1) 透過損失：

供試BOXの内外にて音圧レベルを測定。

## (2) 吸音力：

吸音材(PET材)の有無での供試BOX内の音圧レベルを測定。

## 5.3 結果

騒音レベルを含めて、それぞれの計算過程の予測値と実測値との差はすべて2dB(A)以内に収まったが、透過損失についての計算結果が予測値と最も離れていることが判明した。今後、多くのテストを実施することで実験式を作成し、更に精度良くシミュレーションを行えるようにする必要がある。(図11)

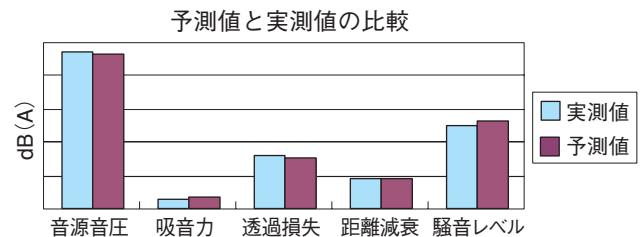


図11 モデル実験の結果

## 6. おわりに

現在、ほとんどのコンポーネントの騒音は、数点の音圧レベルを測定することで評価している。今後は、音響パワーレベルにて音のレベルを把握し、この値をシミュレーションに取り入れていくことで、計算精度の向上と開発期間の短縮に寄与していきたい。ここで、検証試験にご協力いただいた滋賀県立大学の皆様に厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- 1) 公害防止の技術と法律(騒音編) 丸善出版 P133
- 2) 騒音防止とシミュレーション 白木万博著 応用技術出版 P229
- 3) 騒音・振動対策ハンドブック 社団法人 日本音響材料協会編 技報堂出版
- 4) WattersB.G., J.Acoust.Soc.Am.31(7)898-911, 1959

## 筆者紹介



Mikio Iwasaki

岩 寄 幹 雄

1993年、コマツ入社。  
現在、コマツ 開発本部 試験センタ所属。

## 【筆者からひと言】

CAE分野の発展は目覚しく、ほとんどのことが机上で予測できるようになってきている。しかしながら真実は、原理、原則、現場、現物、現実の中に存在し、常にこれらに目を向けてシミュレーションは行わなければならないと思う。