

(解説)

クローラクレーンの騒音低減とヒートバランスのシミュレーション技術

Technology for Improving Noise and Heat Balance of Crawler Cranes



木下伸一*1
Shinichi KINOSHITA



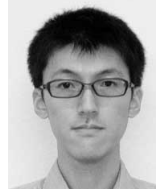
増田京子*1
Kyoko MASUDA



木村康正*1
Yasumasa KIMURA



朽木聖綱*2
Kiyotsuna KUCHIKI



細井英彰*2
Hideaki HOSOI



満田正彦*3(工博)
Dr. Masahiko MITSUDA

Noise reduction technology for crawler cranes has been developed to meet the noise regulations in Japan and Europe. Although heat balance is one of the important factors in crane design, it has an adverse effect on noise reduction. Thus new systems have been designed for both cooling and noise reduction, using a theoretical model and simulations to optimize these factors. As a result, the noise regulations have been satisfied; furthermore, the noise in the cabin has been significantly reduced, improving the work environment for operators.

まえがき＝近年、工事現場の近隣住民やオペレータ環境への配慮から、移動式クレーンなどの建設機械において静粛性への要求が高まっており、その防音設計も重要な要素となっている。建設機械の周囲に対する一般的な防音対策は、エンジンラジエータなどのヒートバランスと相反する設計要件である。騒音とヒートバランスを両立させた設計の重要性が増す中、設計段階で防音対策効果とヒートバランスの予測を行うこと欠かせなくなってきた。また、長時間作業するオペレータの作業環境を向上する点においてもキャブ内の騒音を低減することは重要である。音質も疲労感に影響することから、事前に騒音特性を予測し、設計に反映していくことが望ましい。

本稿では、汎用クラスのクローラクレーン開発におけるエンジンガードの防音対策とヒートバランス設計、およびキャブ内騒音低減について述べる。

1. 周囲騒音およびヒートバランス

1.1 低騒音規格

建設機械の周囲騒音に対する国内の規格には「低騒音型・低振動型建設機械の指定に関する規程¹⁾」があり、これに基づく測定評価方法が定められている。この規程は、対象の機械を取囲む半球面上に定められた6点での騒音を計測し、それらの値から算出した音響パワーレベルが基準値以下となった機械が低騒音型として指定されるものである。また、欧州を中心とした地域においてもCEN(欧州標準化委員会)規格があり、計測条件や評価基準などには国内規格と多少の差異はあるものの、同様に音響パワーレベルの基準値が規定されている。

1.2 周囲騒音予測

国内および欧州地域では低騒音認定を取得することが

必須となっており、設計段階で騒音性能を予測することが非常に重要である。その手法としては、有限要素法(Finite Element Method, 以下FEMという)や境界要素法(Boundary Element Method, 以下BEMという)などの波動方程式に基づく厳密な数値解析方法もあるが、対象周波数や構造物の大きさを考慮した場合、解析自由度や解析ステップが多くなって計算コストがかかるのが一般的である。この課題に対して本論では、簡便な方法としてエンジンなどの音源を取囲むガード内外の音響エネルギーバランスを考慮した式(1)に基づく予測を試みた(図1)。

$$PWL' = PWL + 10 \log_{10} \frac{F}{\bar{\alpha} S + F} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、

- PWL'：ガード開口部から放射される音響パワーレベル
- PWL：エンジンなど音源の音響パワーレベル
- $\bar{\alpha}$ ：開口部を除くガード内の平均吸音率
- S：開口部を除くガード内の表面積
- F：開口部の面積

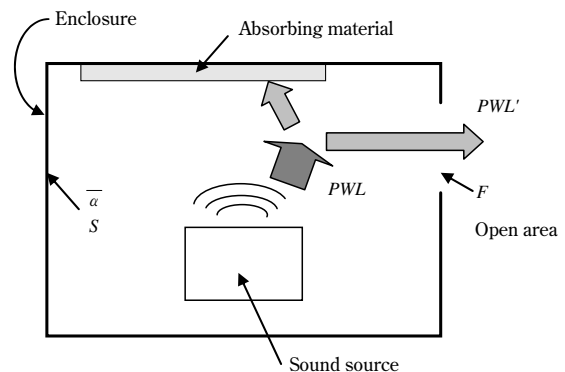


図1 周囲騒音簡易予測モデル
Fig. 1 Acoustical model of predicted environmental noise

*1 技術開発本部 機械研究所 *2 コベルコクレーン(株) 開発本部 要素開発部 *3 (株)コベルコ科研 エンジニアリングメカニクス事業部 CAE・実験解析技術部

このモデルによる予測精度の検証を400tクラスのクローラクレーンの実機により行った。エンジンなどの音源の音響パワーレベルには実機のガードを取外した状態で実測した音響パワーを適用し、ガード内の平均吸音率および各面積を勘案して式(1)より放射される音響パワーレベル、つまり周囲騒音を算出した。解析結果と実測した周囲騒音の音響パワーレベルの比較を図2に示す。全体的な周波数特性もよく一致しており、音響パワーレベルのオーバーオール値でも1dB以内の差であり、実用的な予測精度が得られている。ただし、315Hzバンドにおいて差異が大きいのは、卓越した純音が音源として存在し、本周波数での波長では波動性の影響が現れているためと考えられる。音響エネルギーのバランスによる予測では限界があることを示唆している。

新機種の開発構想が定まった段階でガードの大きさはほぼ決まり、式(1)による周囲騒音に対する防音設計は、後述するヒートバランスと関連する開口面積や、吸音材の吸音性能特性を考慮した施工仕様を決定することとなる。厚さ25mmの吸音材の吸音性能を残響室法(JIS A 1409)により計測した結果の一例を図3に示す。同じ厚さの吸音材でも吸音特性が異なるため、音源の周波数特性に合わせて適切な吸音材を選択し、目標騒音レベルに応じて必要な吸音材貼付け面積を見いだすことが可能となる。

汎用クラスのクローラクレーンの新機種開発においては、以上のような騒音性能予測技術を適用することにより、国内低騒音基準107dBAに対して同クラスの最大機

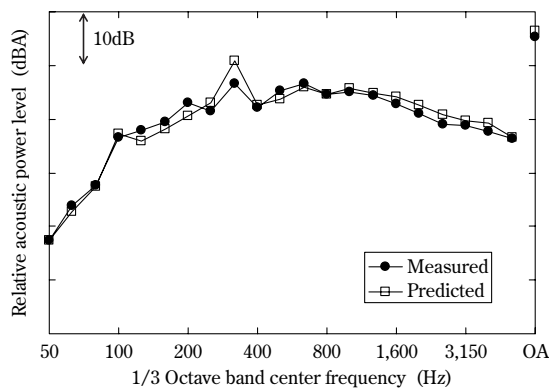


図2 周囲騒音予測結果の一例

Fig. 2 Example of predicted environmental noise

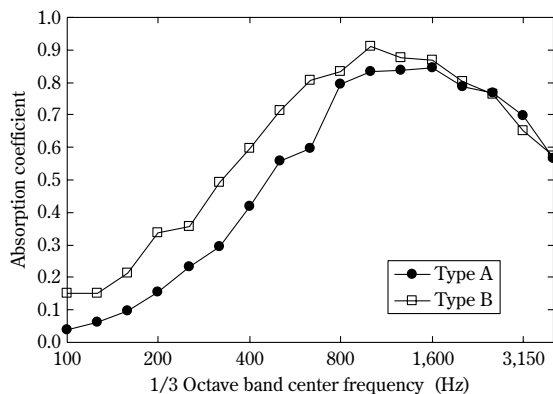


図3 ガード内に適用する吸音材の吸音率

Fig. 3 Absorption coefficient of absorbing material attached to inside of engine guard

種で106dBA、最小機種では103dBAとなり、開発の手戻りなく低騒音認定を実現できた。

1.3 ヒートバランス

駆動源を正常に作動させるには、エンジン冷却水、作動油および燃焼用空気を放熱器に循環させ、強制空冷による熱交換を行ってヒートバランスを成立させる必要がある。そのためには、エンジンや作動油の発熱量やラジエータの性能を基にして算出される冷却風量を確保しなければならない。建設機械では、プロペラファンを用いた強制空冷を行うことが多く、ファンP-Q特性と空気流路全体における抵抗によって得られる風量が決まる(図4)。風量の2乗に比例する流路抵抗は、その抵抗係数が分かれば求めることができる。しかしながら、建設機械のような複雑な構造の抵抗係数を精度良く簡便に算出するのは困難である。

そこで、流れの現象を数値的に解析する手法の一つであるCFD(Computational Fluid Dynamics)解析の適用を試みた。汎用クラスのクローラクレーンの新機種を対象とする解析モデルを作成し(図5)、市販のCFD解析ソルバを用いて3次元定常流れ解析を実施した。乱流モデルは標準k- ω SSTモデルを適用し、ファンはマルチフレーム法によるモデル化を行った。また、ラジエータおよび吸排気開口に設けられた多孔板は通風抵抗でモデル化した。解析結果による風速分布の一例を図6および図7に示す。このように、流れを可視化することが可能で、流れの阻害要因になっている部分が明らかになることから、改善対策の検討に有益な情報が得られる。また、ラジエータ面の風速分布と面積を積算することにより、風量を算出することができる。CFD解析の結果から算出した風量と実機による測定結果の比較を図8に示す。実機による測定では、ラジエータ表面を8×7の領域に分割し、プロペラ風速計によって計測した各点での風速と面積との積算で風量を算出した。両者の結果は比較的よく一致しており、CFD解析は実用的な精度で予測可能であるといえる。新機種開発においても、CFD解析を実施することにより、実機のような複雑な構造においても冷却風量を精度良く求めることができ、設計の手戻りなくヒートバランスを達成させることができた。

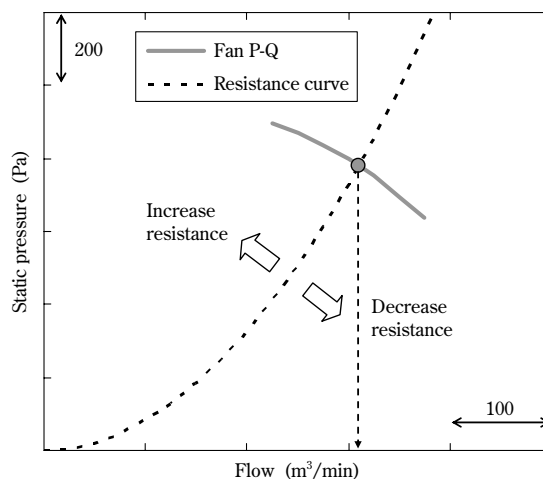


図4 ファンP-Q特性と抵抗曲線

Fig. 4 Fan P-Q characteristic and resistance curve

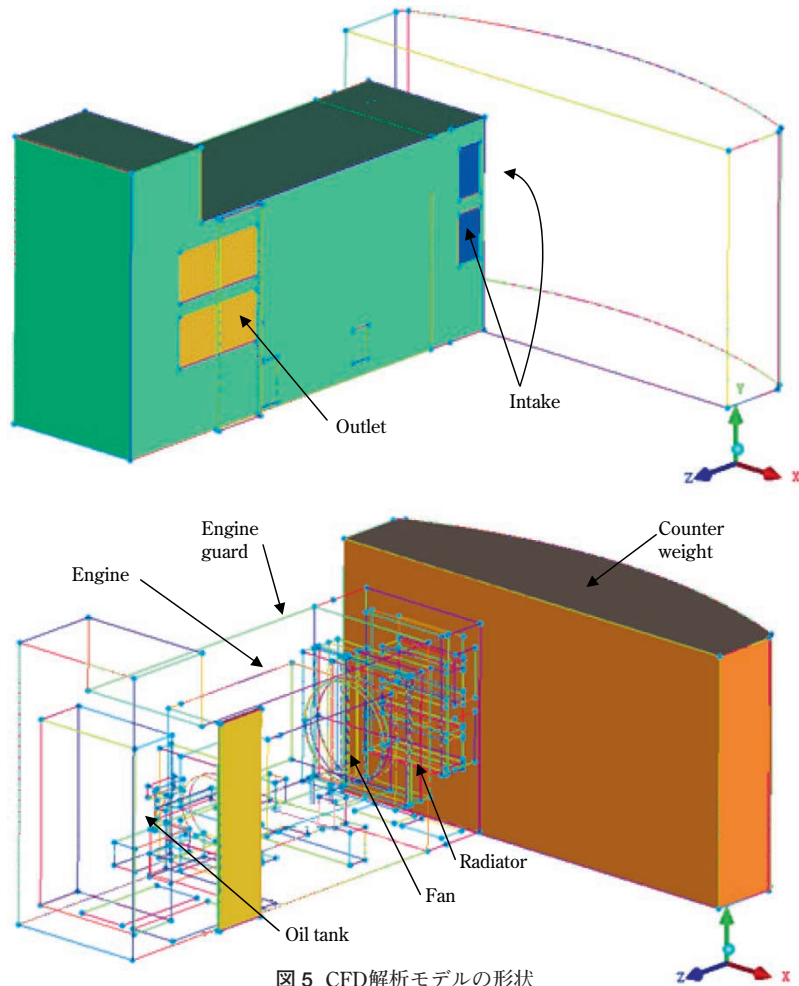


図 5 CFD解析モデルの形状
Fig. 5 Schematic diagram of CFD model

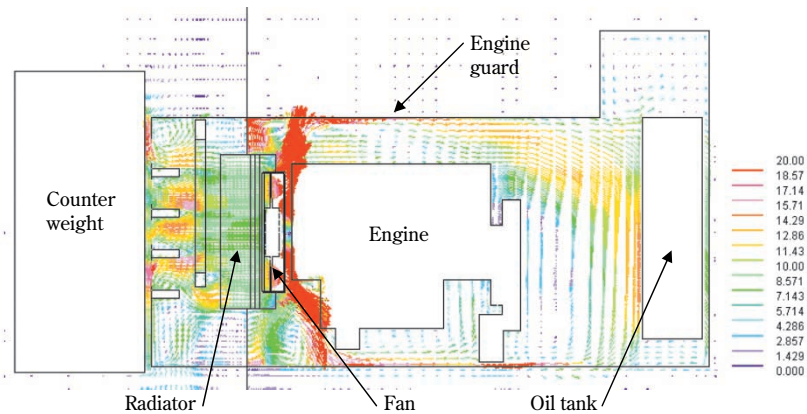


図 6 CFD解析結果による風速分布 (エンジンガード垂直断面)
Fig. 6 Calculated result of velocity distribution (cross section of engine guard)

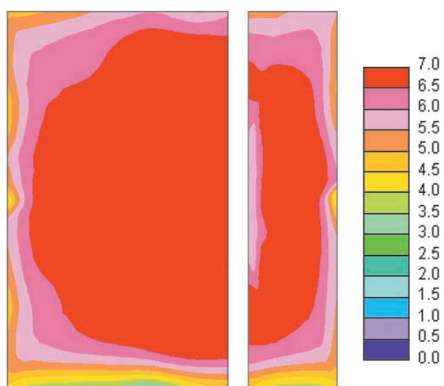


図 7 CFD解析結果による風速分布 (ラジエータ面)
Fig. 7 Calculated result of velocity distribution (surface of radiator)

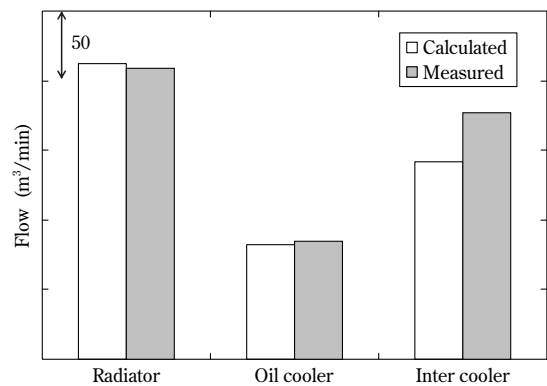


図 8 CFD解析と実機測定による風量比較
Fig. 8 Comparison of calculated flow rate and measuring flow rate

2. キャブ内騒音

2.1 キャブ内騒音低減

エンジンなどの振動は、支持部を介してキャブに伝搬し、固体音を発生させる。しかしながら、キャブは一般的にマウントによって防振支持されているため、キャブ内騒音への固体音の寄与は小さい。したがって、キャブ内の騒音低減対策としては、遮音性を向上させることや吸音性能を高めることが有効である。

キャブの遮音性能を効率的に向上させるには、まず遮音特性が低い部位から改善することが重要である。スピーカ試験によってキャブ背面および床パネルの遮音特性を計測した結果を図9に示す。背面および床外側にそれぞれスピーカを設置してホワイトノイズを発生させたときのスピーカ近接部とキャブ内耳元付近との音圧レベル差を示した図である。一部の周波数バンドを除き、床パネルの遮音性能が大幅に低いことが定量的に明らかになった。床パネルの遮音性能が大幅に低いのは、操作レバー、油圧配管およびハーネスなどをキャブ内へ引込むための開口や、空調のための隙間開口が多く存在することが要因であると考えられる。そこで、それらの隙間開口を試験的に閉じてキャブ内騒音を計測したところ、キャブ内騒音低減効果が大きいことが判明した(図10)。ただし、隙間開口を完全に密閉することは現実的に困難であるうえに、隙間面積を直接計測することも容易ではない。そこで、キャブ隙間面積の簡便な評価方法とし

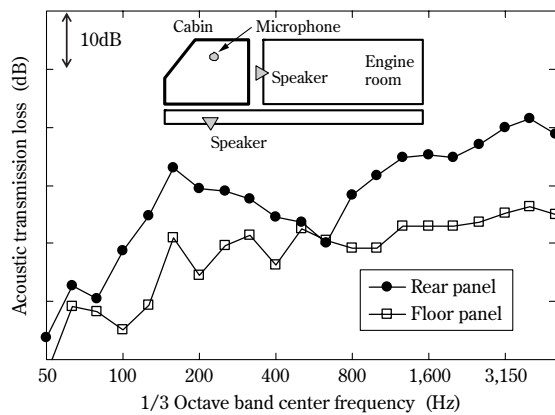


図9 キャブ背面と床パネルの遮音性能
Fig.9 Acoustic transmission loss of rear and floor panel of cabin

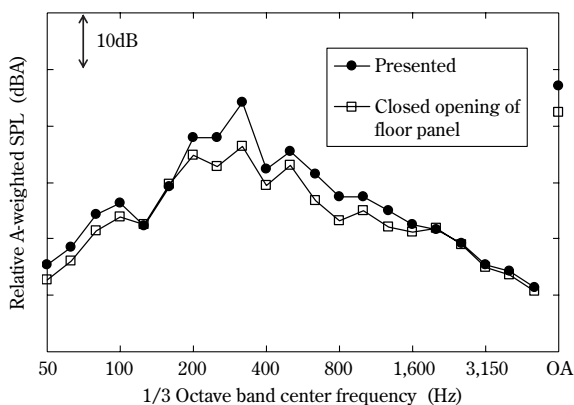


図10 キャブ床パネル開口密閉によるキャブ内騒音低減効果
Fig.10 Effect of cabin noise reduction in case of cabin closed opening of floor panel

て、住宅などで用いられている気密性能試験²⁾を適用した。図11に示すように、ファンを有するダクトをキャブに取り付け、ダクトを通過する風量とキャブ内外の圧力差を計測する。風量を変化させて圧力差を計測した結果が図12であり、気密性が高いほど急峻な曲線となる。実際に床パネルの隙間開口を閉じた場合、気密性が大幅に改善されていることが分かる。この曲線から係数 a 、 n を算出し、式(2)²⁾を適用することによって総相当隙間面積を求めることができる。隙間開口の形状などにより係数 a が異なるため、実際の面積を精度良く把握することは困難であるが、キャブの隙間の状況を把握する簡便な評価方法としては有効であると考えられる。

$$aA = 2.78 \times \sqrt{\frac{\rho}{2}} \times a \times 9.8^{n - \frac{1}{2}} \dots\dots\dots (2)$$

ここに、

aA : 総相当隙間面積

ρ : 空気密度

a, n : 圧力差-風量曲線から求まる定数

次に、キャブ内の吸音性能を高めるためには吸音性の良い内装材を用いることが有効である。事前に内装材の吸音性能を評価することにより、試作を繰返すことなく適切な内装材を選定することができる。音響管を用いた垂直入射吸音率³⁾の計測結果の一例を図13に示す。内装材の選定には意匠性によるところが大きいですが、吸音特性という観点からの評価・選定も重要である。

このように、キャブの遮音性を向上させるとともに、吸音特性も改善することにより、図14に示すようにキ



図11 キャブの気密度計測
Fig.11 Measurement of airtightness of cabin

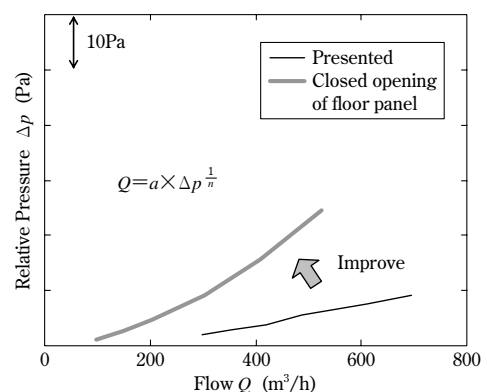


図12 キャブの気密度
Fig.12 Measuring result of airtightness of cabin

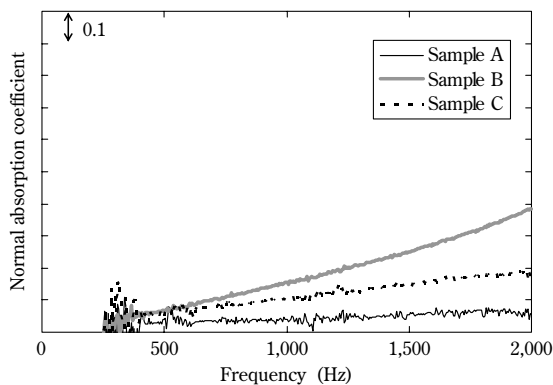


図13 内装材の垂直入射吸音率

Fig.13 Normal absorption coefficient of inner panel

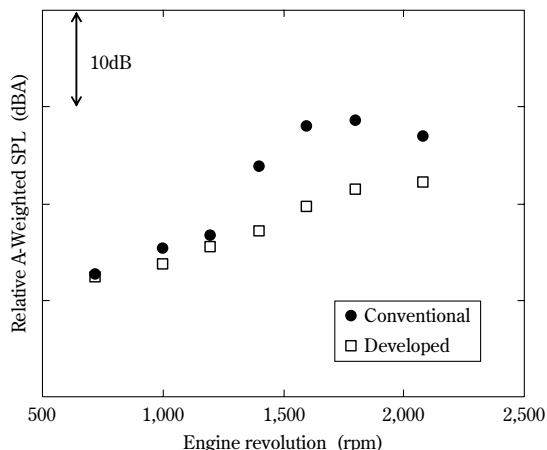


図14 現行機と開発機のキャブ内騒音比較

Fig.14 Comparison of cabin noise between presented and developed machinery

キャブ内耳元騒音を従来機比で最大7dB低減することができた。

2.2 こもり音対策

キャブ内の騒音レベルが低い場合でも、耳を圧迫するような低周波のこもり音が発生するとオペラタの環境を著しく悪化させることがある。エンジンなどの音源の周波数が、キャブ内音場の共鳴周波数あるいはキャブ背面パネルの共振周波数と一致したときにこもり音が発生することが多い。BEMなどによるキャブ内音場解析やFEMなどによるキャブ構造の固有値解析により、共鳴・共振周波数を事前に把握し、表1に示すような音源周波数を回避することが重要である。BEM解析で得られた1次モードの音圧分布を図15に示す。1次モードはキャブ前後方向のモードであり、85Hzで共鳴することが分

表1 各音源1次の周波数

Table 1 1st excitation frequency of sound source

Sound source	Engine revolution (Hz)	
	Low	High
Engine	40	104
Fan	112	291
Pump	131	341

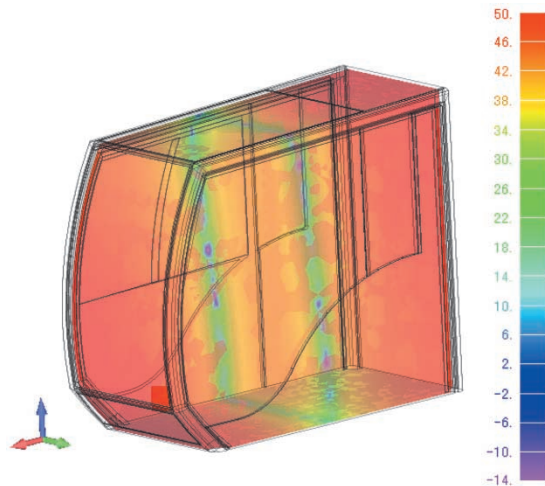


図15 キャブ内の音場BEM解析結果による音圧モード(1次モード:85Hz)

Fig.15 BEM analysis of acoustic field in cabin (1st mode:85Hz)

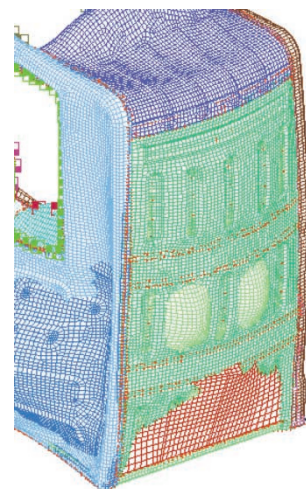


図16 キャブ構造の固有値解析(背面パネル1次モード:68Hz)
Fig.16 Natural frequency of cabin structure (rear panel 1st mode:68Hz)

かる。また、キャブ構造の固有値解析から得られる結果を基に、背面パネルの絞り加工や補強リブの最適配置により、図16に示すように音源との共振が回避できる振動数に高めることができた。これらの検討を設計段階で実施することにより、キャブ内でのこもり音は問題とならなかった。

むすび=本稿では、クローラクレーンの騒音とヒートバランスを改善するための予測・評価技術について紹介した。建設機械の騒音を低減し、建設現場周辺やオペラタの作業環境改善に貢献できれば幸いである。

参考文献

- 1) 低騒音型・低振動型建設機械の指定に関する規程. 平成9年建設省告示1536号, 第2条第3項.
- 2) 財団法人建築環境・省エネルギー機構. 住宅の気密性能試験方法. p.31.
- 3) 宇津野秀夫ほか. 音響学会講演論文集. 1988, p.713-714.