（論文）

進化的アルゴリズムによる減音効果と通気性を考慮した消音ダクトの設計技術

Duct Shape Design Technology Based on Evolutionary Algorithm Considering Noise Attenuation Performance and Air Permeability

田淵　聡[*1]
Satoshi TABUCHI

This paper relates to a technique for designing the engine room of a hydraulic excavator equipped with an Integrated Noise & Dust Reduction (iNDr) cooling system. In order to increase the noise attenuation performance, changes in cross-sectional area and bends have been introduced into the muffler duct of the iNDr structure. On the other hand, changes in cross-sectional area and bending will deteriorate the air permeability and decrease the cooling capacity. Thus, in a muffler duct, the air permeability of the cooling wind and noise attenuation performance are in a trade-off relationship. Against this backdrop, an optimum design technology has been developed using a multi-objective genetic algorithm (MOGA) to achieve both air permeability and noise attenuation performance in the intake duct of the iNDr structure of the engine room. This technology has enabled the design of an engine-room shape taking both the air permeability and noise attenuation performance into account.

まえがき＝都市部や夜間での工事は増加傾向にあり，作業現場周辺の環境への配慮や，オペレータの作業環境改善の観点から，建設機械の騒音低減に対する要求はますます強まってきている。コベルコ建機㈱では騒音レベルの低減を目的として，iNDr（Integrate Noise & Dust Reduction Cooling System）を開発した（**図1**）[1)]。iNDrでは，エンジンルームの隙間を塞ぎ，冷却風の吸排気口となる開口部を機体の上面に限定したオフセットダクト構造とすることにより防音性能を向上させた。これにより，周囲作業者の聴覚確保による安全性向上，作業現場周辺への騒音配慮を実現している。

ところで，近年の排出ガス規制の強化により，エンジン発熱量の増加に対応した冷却系の設計変更や，排出ガス浄化装置の追加による機体レイアウトの変更が生じている。

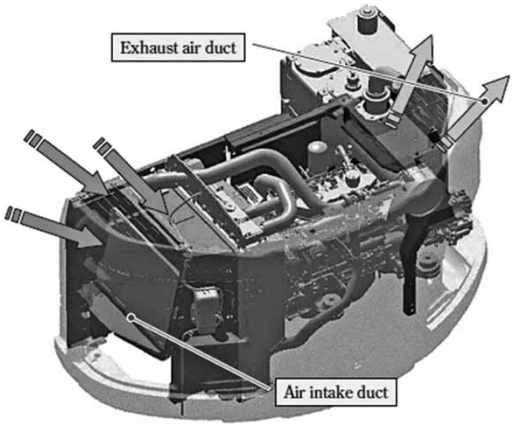

図1　iNDr構造[1)]
Fig. 1　Structure of iNDR

iNDrでは機体レイアウトの変更のたびに，オフセットダクトの開口部からの漏れ音低減と，ヒートバランス成立のために必要な冷却風量を確保するという，両立が困難な課題を満足するダクト形状を決定する必要があった。これまでiNDrのダクト部の構造は，数値解析とベンチ試験での検討を繰り返すことによって決定しており，開発期間の短縮が課題となっていた。

そこで，進化的アルゴリズム（Evolutionary Algorithm，以下EAという）[2)]を用いた，ダクトの通風抵抗と騒音減衰性能の双方を考慮した最適設計手法を開発した。本稿では，iNDrの吸気ダクトの設計に適用した例を紹介する。

1．進化的アルゴリズムを用いたダクトの形状最適化

1.1　最適化手法

吸気ダクトの設計では，通風抵抗と騒音減衰性能を考慮することから，通風抵抗と騒音減衰性能を目的関数とした2目的最適化問題となる。本稿では，多目的最適化手法を用いることで，低抵抗かつ低騒音化が実現可能なダクト形状の探索を行う。多目的最適化手法としてEAのなかでも最も一般的とされる，遺伝的アルゴリズム（Genetic Algorithm，以下GAという）によるダクト形状の最適化を行った。

[*1] ㈱神戸製鋼所　技術開発本部　機械研究所

1.2　遺伝的アルゴリズム

GAは生物の進化過程から着想を得た最適化手法であり，複雑な目的関数に対しても適用できるという特徴を持つ。また，設計変数が多数となる場合にしばしば用いられている。これは，局所最適解の探索手法では探索困難とされる多峰的な目的関数に対しても，GAでは大域的な探索が可能であるためである。

図2に遺伝的アルゴリズムの求解手順を示す。GAはInitialization（初期化）によって発生させた複数の個体に対して，Selection（選択），Crossover（交叉（こうさ）），Mutation（突然変異），Evaluation（評価）という工程からなる。

Initialization（初期化）では，設計パラメータの取りうる値の範囲をあらかじめ設定したうえで，乱数を用いて複数の設計パラメータの組み合わせからなる設計解の候補を複数生成する。Evaluation（評価）では，生成された設計解の候補を，性能を数値化して評価し，Selection（選択）で評価値の高い優れた設計解を選び出す。

Crossover（交叉）では，複数生成された設計解から２つの設計解を選出し，２つの設計解のどちらにも類似した設計パラメータの組み合わせを持つ設計解をあらたに生成する。Mutation（突然変異）は，一定の確率で設計解のパラメータの一部を乱数によって変更し，新たな設計パラメータの組み合わせを生み出す操作である。この操作によって解の多様性が担保されることとなり，局所最適解に陥ることを防ぐことが可能とされている。

Selection（選択），Crossover（交叉），Mutation（突然変異），Evaluation（評価）を繰り返し，優れた設計パラメータの組み合わせの特徴を新しい解を探索する際に引き継がせていくことで，目標とする性能の評価値が最も高くなる解を探索することができる。実設計においては，解を短時間で得ることが重要である。GAは設計解の生成と評価を繰り返し行うことから，性能の評価には計算負荷の高い評価方法は適さない。そこで，設計パラメータを変数とする目的関数の近似式を，少数かつ簡易な形状での数値解析結果から構築し，評価に用いることとした。これにより，目的関数の評価に数値解析を用いる場合と比べ，大幅な時間短縮が可能となる。

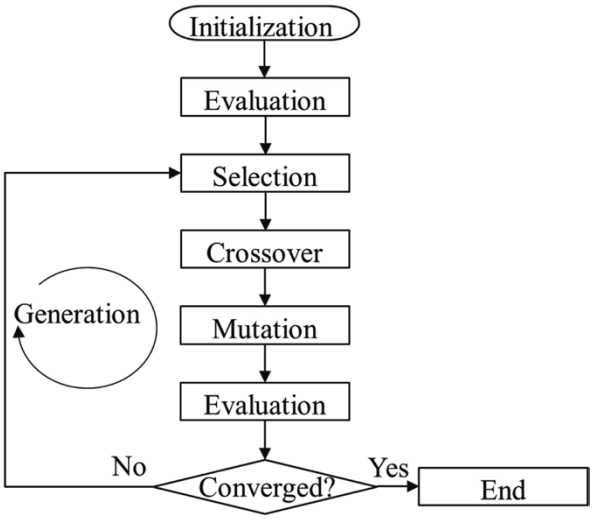

図2　遺伝的アルゴリズムの求解手順
Fig. 2　Procedure for solving by genetic algorithm

2．吸気ダクトの設計への適用

2.1　ダクトの形状

図3（a）はiNDrシステムにおける吸気ダクトの概形図である。iNDrシステムの吸気ダクトを簡略化したモデルを図3（b）に示す。図3（b）の簡略化したダクトの形状最適化を考えることにする。iNDrの吸気ダクトは，側面の円形開口に設置されたファンを駆動し，上部に設けられた矩形開口から外気を取り込む構造である。ここで，ダクトを2つの部位に分け（**図4**(a)～(c)），それぞれのダクトについて通風抵抗および騒音減衰性能の評価を行った。図4（b）の部分をダクトA，図4（c）の部分をダクトBと呼ぶ。ダクトの外形は油圧ショベルの機体寸法によって制約を受けるため固定値とした。また，図4に示すように，設計変数は吸気ダクトの開口面積および開口の位置を規定する10箇所の寸法とした。

2.2　通風抵抗の数式モデル化

膨張型サイレンサの圧力損失の予測式は吉原[3]によって提案されており，ダクトAのようなS型サイレンサの圧力損失の予測式は式（1）で表される。また，ダクトBのような形状の場合は，偏心角の有無によってQ型とP型に分けられ，式（2），（3）で表される。

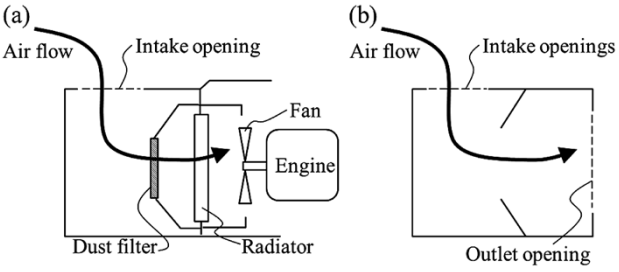

図3　吸気ダクトの概形図
(a) iNDrシステム　(b) 簡略化モデル
Fig. 3　Schematic image of intake duct
(a) : iNDr system　(b) : simplified model

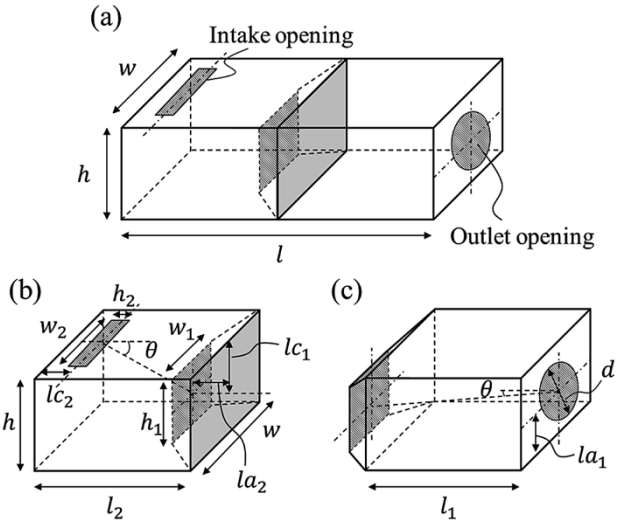

図4　吸気ダクトの設計変数
Fig. 4　Design variables for intake duct
(a) : whole model　(b) : duct A　(c) : duct B

$$\Delta P = 1.808 m_A^{\frac{1}{8}} n_A^{\frac{1}{12}} \frac{\rho v^2}{2} \quad \cdots\cdots (1)$$

$$\Delta P = 0.324 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{3}{4}} \frac{\rho v^2}{2} (\theta = 0 \text{のとき}) \quad \cdots\cdots (2)$$

$$\Delta P = 2.021 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{1}{12}} (\tan\theta)^{\frac{1}{8}} \frac{\rho v^2}{2} (\theta \neq 0 \text{のとき}) \cdots\cdots (3)$$

ここに，

ΔP：ダクトの圧力損失
$m_A(=S_C/S_A)$：ダクトAの膨張比
$m_B(=S_C/S_B)$：ダクトBの膨張比
$S_A(=h_2w_2)$：ダクトAの流入側の開口部の面積
$S_B(=h_1w_1)$：ダクトBの流入側の開口部の面積
$S_C(=hw)$：ダクト内部の断面積
$n_A(=l_2/d_A)$：ダクトAの空洞長比
$n_B(=l_1/d_B)$：ダクトBの空洞長比
d_A：ダクトAの流入側開口の水力等価直径
d_B：ダクトBの流入側開口の水力等価直径
θ：偏心角
ρ：空気の密度
v：流入側平均流速

吉原の式は，入口側内径を固定したときの実験結果をもとに構築された推定式である。入口側の形状を設計パラメータとするためには，入口側の形状の影響を加味した予測式をあらたに構築する必要がある。

本稿では，通風抵抗の数式モデル化であるため，数値流体解析（Computational Fluid Dynamics，以下CFDという）を用いて複数のダクトの圧力損失値を計算したのち，ダクト各部位の寸法と圧力損失の関係性を表す実験式を構築することとした。

今回，形状最適化を行うダクトは10箇所の寸法を設計パラメータとする。解析を行うケース数を抑えるため，設計パラメータの組み合わせがケースごとに大きく異なるようL18直交表を用いて設計パラメータを決定した。L18直交表に基づいて18ケースの解析条件を設定し，各々のケースで18とおりの数値解析を行い，得られた数値解析の結果から実験式を構築した。**表1**にCFDを実施したダクトAの設計パラメータを，**表2**にCFDを実施したダクトBの設計パラメータを示す。**図5**に解析に使用した計算格子の一例を示す。

図6にダクトAの要因効果図を，**図7**にダクトBの要因効果図を示す。図6から，ダクトAでは流出側の開口幅w_1と開口高さh_1の増加に伴い，圧力損失値が低下することがわかる。とくに，圧力損失は流出側の開口幅w_1の変化に対する感度が高いことがわかる。図7からは，流出側開口の直径dが大きくなるにしたがって圧力損失が低下することがわかる。吉原の式には流出側開口の寸法に関するパラメータが含まれていないため，流出側開口の形状変更による圧力損失の変化を評価することができない。

そこで，修正式では流入側の平均流速だけでなく，流出側の平均流速も考慮することとした。式（1）～式（3）に流入側の平均流速を代入して得られる圧力損失値と式（1）～式（3）に流出側の平均流速を代入して得られ

表1 L18直交表に基づくダクトAの解析条件
Table 1 L18 orthogonal arrays for duct A

Case	l_2	la_2	lc_1	lc_2	h_1	h_2	w_1	w_2
1	0.60	0.10	0.35	0.20	0.40	0.25	0.30	0.30
2	0.60	0.10	0.40	0.25	0.50	0.30	0.50	0.50
3	0.60	0.10	0.45	0.30	0.60	0.35	0.70	0.70
4	0.80	0.10	0.45	0.25	0.60	0.25	0.50	0.30
5	0.80	0.10	0.35	0.30	0.40	0.30	0.70	0.50
6	0.80	0.10	0.40	0.20	0.50	0.35	0.30	0.70
7	1.00	0.10	0.45	0.20	0.50	0.30	0.70	0.30
8	1.00	0.10	0.35	0.25	0.60	0.35	0.30	0.50
9	1.00	0.10	0.40	0.30	0.40	0.25	0.50	0.70
10	0.60	0.20	0.35	0.30	0.50	0.35	0.50	0.30
11	0.60	0.20	0.40	0.20	0.60	0.25	0.70	0.50
12	0.60	0.20	0.45	0.25	0.40	0.30	0.30	0.70
13	0.80	0.20	0.40	0.30	0.60	0.30	0.30	0.30
14	0.80	0.20	0.45	0.20	0.40	0.35	0.50	0.50
15	0.80	0.20	0.35	0.25	0.50	0.25	0.70	0.70
16	1.00	0.20	0.40	0.25	0.40	0.35	0.70	0.30
17	1.00	0.20	0.45	0.30	0.50	0.25	0.30	0.50
18	1.00	0.20	0.35	0.20	0.60	0.30	0.50	0.70

表2 L18直交表に基づくダクトBの解析条件
Table 2 L18 orthogonal arrays for duct B

Case	l_1	la_1	la_2	lc_1	h_1	w_1	d
1	0.30	0.55	0.10	0.35	0.40	0.30	0.40
2	0.30	0.45	0.20	0.40	0.50	0.50	0.50
3	0.30	0.35	0.30	0.45	0.60	0.70	0.60
4	0.40	0.45	0.10	0.45	0.60	0.50	0.40
5	0.40	0.35	0.20	0.35	0.40	0.70	0.50
6	0.40	0.55	0.30	0.40	0.50	0.30	0.60
7	0.50	0.55	0.10	0.45	0.50	0.70	0.50
8	0.50	0.45	0.20	0.35	0.60	0.30	0.60
9	0.50	0.35	0.30	0.40	0.40	0.50	0.40
10	0.60	0.35	0.10	0.35	0.50	0.50	0.60
11	0.60	0.55	0.20	0.40	0.60	0.70	0.40
12	0.60	0.45	0.30	0.45	0.40	0.30	0.50
13	0.70	0.35	0.10	0.40	0.60	0.30	0.50
14	0.70	0.55	0.20	0.45	0.40	0.50	0.60
15	0.70	0.45	0.30	0.35	0.50	0.70	0.40
16	0.80	0.45	0.10	0.40	0.40	0.70	0.60
17	0.80	0.35	0.20	0.45	0.50	0.30	0.40
18	0.80	0.55	0.30	0.35	0.60	0.50	0.50

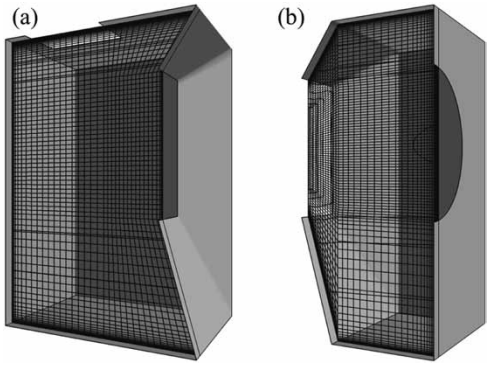

図5 吸気ダクトのCFD解析モデル
Fig. 5 Analytical models of intake ducts by CFD method
(a) : duct A, (b) : duct B

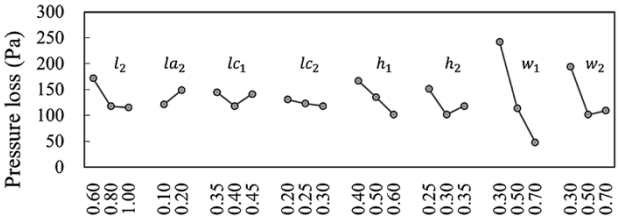

図6 ダクトAの要因効果図
Fig. 6 The factor effect of the duct A

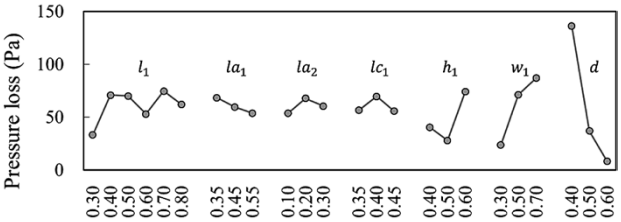

図7 ダクトBの要因効果図
Fig. 7 The factor effect of the duct B

る圧力損失値との重みづけ和からなる式に修正した。また，ダクトAの流路は90度の曲がりを有しており，曲がり部の流路の長さが圧力損失値に影響を及ぼすと考えられる。そこで，流入側開口と流出側開口の面積比に加えて，流入側開口の中心と流出側開口の中心とを結ぶ経路長を重み係数として採用した。ダクトBについては，流入側開口と流出側開口の面積比が圧力損失値に寄与すると推測し，重み係数として採用した。式（4）～式（9）は得られた圧力損失の予測式である。ダクトAの圧力損失の予測式は式（4）とした。

$$\Delta P_A = \Delta P_{out} + \Delta P_{in} \frac{S_{in}}{S_{out}} \frac{(h_1/2)/h}{(l_2 - l_{c2} - l_{a2})/l_2} \quad \cdots\cdots (4)$$

ここに，

$$\Delta P_{in} = 1.808 m_A^{\frac{1}{8}} n_A^{\frac{1}{12}} \frac{\rho v_{in}^2}{2} \quad \cdots\cdots (5)$$

$$\Delta P_{out} = 1.808 m_A^{\frac{1}{8}} n_A^{\frac{1}{12}} \frac{\rho v_{out}^2}{2} \quad \cdots\cdots (6)$$

また，ダクトBの圧力損失の予測式を式（7）とした。

$$\Delta P_B = \Delta P_{in} + \Delta P_{out} \left(\frac{S_{in}}{S_{out}} \right)^{0.2} - 20 \quad \cdots\cdots (7)$$

ここに，

$$\Delta P_{in} = \begin{cases} 0.324 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{1}{12}} \dfrac{\rho v_{in}^2}{2} & (\theta = 0 \text{のとき}) \\ 2.021 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{1}{12}} (\tan\theta)^{\frac{1}{8}} \dfrac{\rho v_{in}^2}{2} & (\theta \neq 0 \text{のとき}) \end{cases} \quad \cdots (8)$$

$$\Delta P_{out} = \begin{cases} 0.324 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{1}{12}} \dfrac{\rho v_{out}^2}{2} & (\theta = 0 \text{のとき}) \\ 2.021 m_B^{\frac{1}{8}} n_B^{\frac{1}{12}} (\tan\theta)^{\frac{1}{8}} \dfrac{\rho v_{out}^2}{2} & (\theta \neq 0 \text{のとき}) \end{cases} \quad \cdots (9)$$

表1および表2に示した形状でのCFDによって求められた圧力損失値（Calculation）と，吉原の式で見積もられる圧力損失値（Yoshihara's equation），式（4），式（7）から算出される圧力損失値（Modified equation）を**図8**および**図9**に示す。吉原の式は，ダクトの形状によってはCFD結果との乖離（かいり）がみられる。これは，吉原の式が入口側内径を固定したときの実験結果をもとに構築された推定式であり，適用範囲外となるダクト形状では圧力損失値を正確に推定できないためと考えられる。修正式（4），修正式（7）はCFD結果の傾向を再現することのできる式となっていることがわかる。

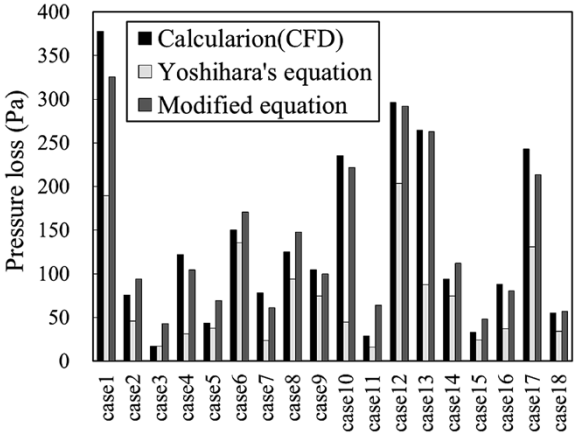

図8 ダクトAにおける圧力損失の比較
Fig. 8 Comparison of the estimated pressure loss in duct A

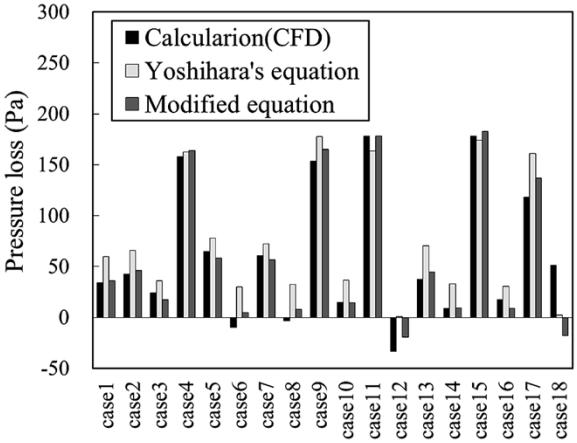

図9 予測式および解析結果の圧力損失の比較
Fig. 9 Comparison of the estimated pressure loss in duct B

2.3 減音性能の数式モデル化

ダクトAの騒音減衰性能の評価には，ダクトAを吸音チャンバとみなした公知の数式モデルを用いる。ダクトの寸法よりも波長が短い周波数の範囲については，室内音場の理論より式（10）が用いられる[4]。また，管および空洞の寸法が音の波長に比べて小さく，平面波の取り扱い範囲であれば，挿入管空洞の減衰量は式（11）によって表される[5]。ダクトBを挿入管空洞とみなして式（11）により騒音減衰性能を評価する。

$$R_A = 10\log_{10} \left\{ \frac{1}{S_{out} \left(\dfrac{\cos\theta}{2\pi d'} + \dfrac{1-\alpha}{\alpha S_w} \right)} \right\} \quad \cdots\cdots (10)$$

$$R_B = 10\log_{10} \frac{1}{4} \left\{ \left(1 + \frac{S_c/S_{in}}{S_c/S_{out}} \right) \cos^2 kl_1 + \left(\frac{S_c}{S_{in}} + \frac{1}{S_c/S_{out}} \right)^2 \sin^2 kl_1 \right\} + 10\log_{10} \left(\frac{S_c/S_{out}}{S_c/S_{in}} \right) \quad \cdots\cdots (11)$$

ここに，

α：室内平均吸音率
S_{out}：出口断面積
S_c：空洞断面積

S_{in}：入口断面積
S_W：ダクト内表面積
k：波数
d'：入口－出口間の距離
θ：出口開口面と入口－出口中心を結ぶ方向とがなす角度
l_l：空洞部長さ

波数kが周波数f_xによって変化するため，式(10)，式(11)で示されるダクトの騒音減衰性能は周波数依存性を持つ。したがって，ダクトから外部に漏れだす騒音におけるOA値の低減を目的とする場合，騒音源の周波数特性に合わせて減衰量に周波数特性を付与する必要がある。そこで，消音ダクトの騒音減衰性能の評価は，各周波数バンドf_xにおける音源の音響パワレベル$L_{source}(f_x)$から消音ダクトの減衰量$R_A(f_x)$および$R_B(f_x)$を減算して騒音レベル$L(f_x)$を求め，全周波数バンドの騒音レベルを合成して求めたOA(Over All)値L_{OA}によって行うこととした。OA値L_{OA}と騒音レベル$L(f_x)$の算出式を式（12），(13）に示す。

$$L_{OA}=10\log_{10}\left(\sum 10^{\frac{L(f_x)}{10}}\right) \quad \cdots\cdots(12)$$

$$L(f_x)=L_{source}(f_x)-\{R_A(f_x)+R_B(f_x)\} \quad \cdots\cdots(13)$$

本稿では，油圧ショベルのエンジンおよび油圧ポンプから放射される騒音を測定し，音源として用いた。

2.4　遺伝的アルゴリズムによる設計パラメータの最適化

本稿においては，設計の制約範囲内でランダムに寸法を決定したダクトについて，上記の通風抵抗の数式モデルと，減音性能の数式モデルとを用いて性能の評価を行う。通風抵抗が小さく，減音性能が高いと判断された設計変数の組み合わせを優れた組み合わせであるとして残し，性能が低いと判断された設計変数の組み合わせを消去していく。上記の手順の繰り返しによって，通風抵抗が小さく，減音性能が高い組み合わせ以外は淘汰（とうた）され，最終的に最適な設計変数の組み合わせが得られる。

本問題の定式化を行うと，式（14）となる。

$$\begin{aligned} &Minimize \quad F_1=\Delta P_A+\Delta P_B \\ &Minimize \quad F_2=L \\ &subject\ to \quad G_1>0,\ G_2>0,\ \cdots,\ G_6>0 \end{aligned} \quad \cdots\cdots(14)$$

ダクトの外形は機体の大きさによって最大値が定まっており，ダクト内部の形状をあらわす設計パラメータに対して制約条件が生じる。

制約条件G_1～G_6は式（15）となる。

$$\begin{aligned} G_1&=l_{c1}-\frac{1}{2}h_1 \\ G_2&=h-\left(l_{c1}+\frac{1}{2}h_1\right) \\ G_3&=l_{c2}-\frac{1}{2}h_2 \\ G_4&=l_2-\left(l_{a2}+l_{c2}+\frac{1}{2}h_2\right) \\ G_5&=h-\left(l_{a1}+\frac{1}{2}d\right) \\ G_6&=l_{a1}-\frac{1}{2}d \end{aligned} \quad \cdots\cdots(15)$$

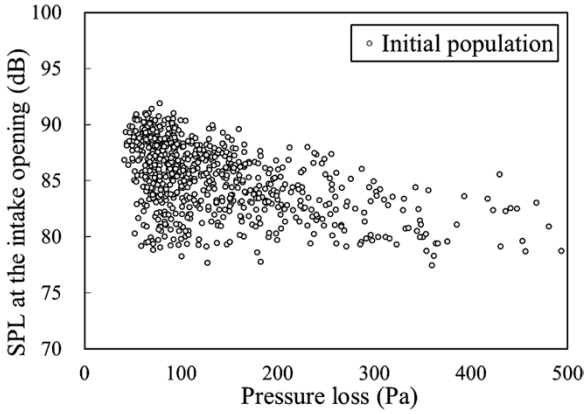

図10　初期集団の性能分布図
Fig.10　Distribution of the initial population

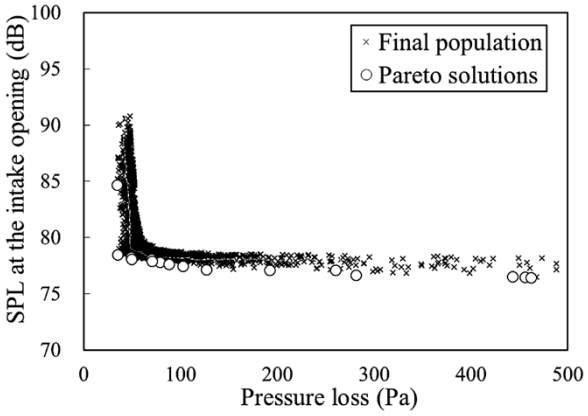

図11　最終集団の性能分布図
Fig.11　Distribution of the final population

GAへの適用の際，式（14）中の制約条件G_1～G_6はペナルティ関数法を用いて制約なし最適化問題とした。

図10は初期化によって発生させた初期集団の通風抵抗および騒音レベルの分布であり，**図11**はGAによって得られた設計解の集合の一例である。設計解の初期集団と最終世代の分布の比較から，GAを用いた最適化によって，通風抵抗および騒音レベルが大きい設計解が淘汰され，通風抵抗および騒音レベルの良好な設計解が得られていることがわかる。図11に示すパレート最適解（Pareto optimal solutions）とは，通風抵抗と騒音レベルの一方を改善するために，もう一方を悪化させなければならない解のことである。通風抵抗と騒音レベルの個々の重要度を考慮したうえで，このパレート最適解から設計解を選択する。

3．実機への適用

GAを用いた最適化によって得られた通風抵抗，および騒音レベルを低減する吸気ダクト形状のパレート最適解を参考に，吸気ダクトのレイアウト変更を検討した結果を示す。GAを用いた最適化では，吸気開口部の開口面積を拡大すること，防塵（ぼうじん）フィルタの設置位置を従来のレイアウトと比べてダクト下部に設けることがパレート最適解の一つの特徴として得られている。

これを新規ダクトの形状に採用した。吸気ダクト内に搭載する機器配置の都合上，再現が困難な設計パラメータについては，可能な限りパレート解と近い値をとるように設計を行った。新規ダクト形状における吸気開口部の音響パワレベルを**図12**に示す。また，従来の形状から新規形状に変更した際の圧力損失の変化率を**図13**に示す。図12より，吸気開口部の音響パワレベルは吸気ダクトの形状変更によって，O.A.値が94.8 dBから93.2 dBまで低減していることがわかる。図13より，圧力損失は1800 rpmにおいて3％程度悪化するが，おおむね従来の形状と同等の性能を実現できていることがわかる。

このように，本稿の最適化手法によって，冷却性能を満足しながら低騒音化を実現するダクトの設計を迅速に実施することが可能となった。

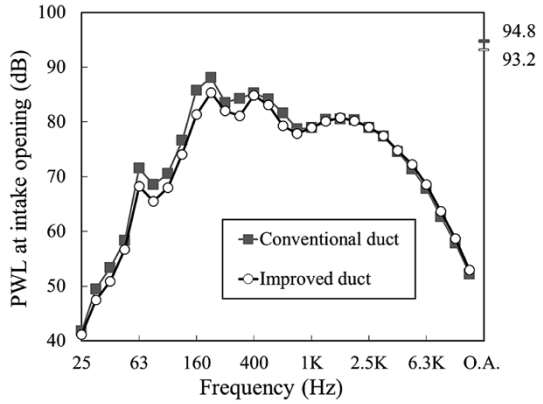

図12 吸気開口部における音響パワレベル
Fig.12 The PWL at intake opening

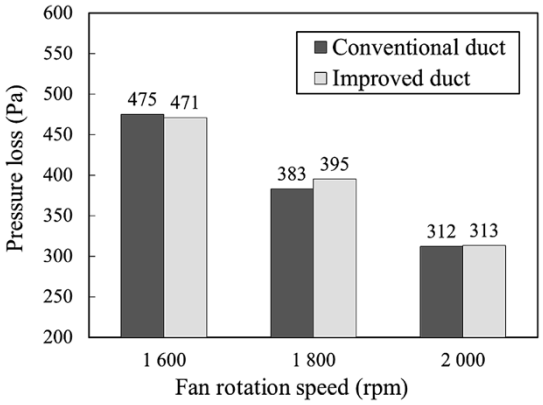

図13 圧力損失の変化
Fig.13 The change of pressure loss

むすび＝低圧損と高減音性能の両立を支援するダクトの設計手法として，GAを用いた形状最適化手法を紹介した。本稿では最適化の対象とするダクトの通風抵抗，騒音減衰性能を数式モデルで表現した。ほかにも，ニューラルネットワークやKriging応答曲面法などによる応答曲面モデルで代替することもでき，様々な設計課題への対応が可能である。今後も本手法の適用により，社会のニーズに適合する機械製品の開発に寄与していきたい。

参　考　文　献

1） 中島一ほか．R&D神戸製鋼技報．2012，Vol.62，No.1，p.27-31.
2） 久保幹雄ほか．メタヒューリスティクスの数理．初版，共立出版株式会社，2009，P.61-62.
3） 吉原 照美．エバラ時報．1985, No.130, p.2-7.
4） 宇津野秀夫ほか．R&D神戸製鋼技報．1999, Vol.49, No.1, p.56-59.
5） 勝田高司ほか，日本建築学会報告集, 1959, 62, p.79-85.