

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4626299号  
(P4626299)

(45) 発行日 平成23年2月2日(2011.2.2)

(24) 登録日 平成22年11月19日(2010.11.19)

(51) Int. Cl.		F I	
G 1 0 K	11/178 (2006.01)	G 1 0 K	11/16 H
F 0 1 N	1/00 (2006.01)	F 0 1 N	1/00 A
F 1 6 L	55/02 (2006.01)	F 1 6 L	55/02 B
G 1 0 K	11/16 (2006.01)	G 1 0 K	11/16 B

請求項の数 5 (全 22 頁)

(21) 出願番号	特願2004-375970 (P2004-375970)	(73) 特許権者	000000099 株式会社 I H I 東京都江東区豊洲三丁目1番1号
(22) 出願日	平成16年12月27日(2004.12.27)	(74) 代理人	100087527 弁理士 坂本 光雄
(65) 公開番号	特開2005-338759 (P2005-338759A)	(72) 発明者	内海 雅彦 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 石川島播磨重工業株式会社内
(43) 公開日	平成17年12月8日(2005.12.8)	審査官	鈴木 圭一郎
審査請求日	平成19年10月24日(2007.10.24)		
(31) 優先権主張番号	特願2004-132064 (P2004-132064)		
(32) 優先日	平成16年4月27日(2004.4.27)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

特許法第30条第1項適用 2004年9月26日 社団法人日本機械学会発行の「Dynamics & Design Conference 2004」に発表

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ダクト内騒音制御方法及び装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けて、該騒音制御用スピーカを、スピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

$$\ddot{u} + 2\zeta_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos[(2n-1)x/2L]$  で与えられるダクト内音圧  $p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

$\alpha_a : \alpha_a = c_a / 2 (m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比  
 $\beta_a : \beta_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数  
 とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + g^2 \omega_a^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

10

$\tau$  及び  $\tau$  は所要の定数

$G$  : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

$$f(t) = m_a (2\xi_a \omega_a \dot{u} - 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega_a^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t)$$

として求め、該求めた駆動力で上記騒音制御用スピーカを駆動して騒音を制御することを特徴とするダクト内騒音制御方法。

【請求項 2】

騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けると共に、該騒音制御用スピーカの近傍位置に、スピーカ設置位置における騒音の音圧を検出するための音圧検出マイクを設け、更に、上記音圧検出マイクからの信号を処理して上記騒音制御用スピーカへ駆動指令を与えるコントローラを備えてなり、該コントローラを、上記騒音制御用スピーカをスピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

20

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

30

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos [ (2n - 1) x / 2L ]$  で与えられるダクト内音圧

$p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

40

$\alpha_a : \alpha_a = c_a / 2 (m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比

$\beta_a : \beta_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数

とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + g^2 \omega_a^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

$\tau$  及び  $\tau$  は所要の定数

50

G : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

$$f(t) = m_a(2\xi_a\omega_a\dot{u} - 2\xi_l\omega_l\dot{u} + \omega_a^2u - g^2\omega^2u) + S_aG\frac{d}{dt}p(L_s,t)$$

として求めて、該求めた駆動力を上記騒音制御用スピーカへ駆動指令として与える機能を有するものとした構成を有することを特徴とするダクト内騒音制御装置。

【請求項 3】

音圧検出マイク近傍のダクト内壁面に吸音材を取り付けるようにした請求項 2 記載のダクト内騒音制御装置。

10

【請求項 4】

音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト内壁面に取り付けられた吸音材の表面に、音圧検出マイクを設けるようにした請求項 3 記載のダクト内騒音制御装置。

【請求項 5】

音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト壁面を、吸音性を有してなるものとし、該吸音性を有してなるダクト壁の内面に、音圧検出マイクを設けるようにした請求項 2 記載のダクト内騒音制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、騒音発生源よりダクト内を伝送されて放出される騒音を低減するために用いるダクト内騒音制御方法及び装置に関するものである。

20

【背景技術】

【0002】

工場施設等では、使用する各種機器が騒音を発生する騒音発生源となり、該騒音発生源より発せられる騒音が、所要の空気流通路（ダクト）内を伝送されて放出されることがある。たとえば、過給器や送風機（ブロワ）等では、ファンの回転騒音等の騒音が、吸気ダクトや排気ダクトに直接入り、これらのダクト内を伝送された後、放出されることがある。

【0003】

この種のダクト内を伝送されて放出される騒音を低減するための対策の 1 つとしては、ダクトの途中位置にヘルムホルツ共鳴器を設けることが広く一般に知られている。

30

【0004】

しかし、ヘルムホルツ共鳴器は、その形状、寸法等によって決定される一定の周波数において共鳴するものである。そのため、特定の周波数近辺の狭い周波数帯域でしか騒音低減効果を期待できない。そのために、より広範な周波数帯域で騒音を低減できるようにすることが望まれている。

【0005】

ところで、構造物に発生する振動を制御する技術分野においては、制振対象となる構造物の上部に動吸振器を設置して、該動吸振器の質量（駆動マス）を、上記主構造の揺れに対して所要位相ずらして振動させることにより、上記主構造の振動を制限させることが考えられてきているが、上記のような動吸振器を用いて構造物の制振を行う場合、通常、主構造と動吸振器の同調周波数は、上記駆動マスの固定した固有振動数の近くの帯域のみとなり、この帯域でしか制振効果が得られない。このことに鑑みて、かかる動吸振器に広帯域に亘る制振効果を発揮させる、すなわち、制御対象となる主構造のモデル化誤差、固有振動数等のパラメータの変動が多少あっても制御効果が劣化しないようロバスト性を改善できるようにするための制御理論として、たとえば、動吸振器における駆動マス主構造の振動制御のロバスト性（性質）を改善すべく H 無限大制御理論を用いた方法を採用することが提案されている（たとえば、非特許文献 1 参照）。

40

【0006】

50

更に、本発明者は、主構造に設置した動吸振器の駆動マスを振動させることにより該主構造の振動を抑制するようにする振動制御方法において、上記動吸振器の運動方程式で同調周波数（固有振動数）が固定値でなく、任意周波数となるようにするための動吸振器の駆動力を算出し、更に、上記動吸振器の駆動マス取付位置における主構造の速度に比例した力を加算してなる駆動力で動吸振器を駆動して振動を制御する振動制御方法を従来提案している（たとえば、特許文献1参照）。

【0007】

【特許文献1】特開2003-206979号公報

【非特許文献1】小池・野波・西村・佐塚・谷田・鈴木，「2台のハイブリッド式制振装置による柔軟構造物のH / μ曲げ・ねじり制御」、日本機械学会，No. 95-28，第4回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集、1995年，p. 209-212

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

ところが、広範な周波数帯域で騒音を低減できるようにするために、騒音発生源よりダクト内を伝送される騒音を空気の振動としてとらえて、上記非特許文献1に記載されているような振動制御方法を、騒音の制御に適用することを考えた場合、非特許文献1に記載されている振動制御方法は、制御則を制御対象に依存して決定しているため、制御対象のモデル化誤差や変動の許容範囲があまり小さくなく、ロバスト性はそれほど高いものとする

20

【0009】

すなわち、非特許文献1に記載された振動制御方法で用いている制御則では、制御対象の変動とともに制御効果が弱まり、固有振動数が20～30%変わる程度の変動で不安定になってしまう。

【0010】

そのために、實際上不可避の制御対象のモデル化誤差や変動により、制御効果の悪化や不安定発振が生じてしまうといった問題が生じる虞が懸念される。

【0011】

したがって、このような問題の起こらない制御（ロバスト制御）の確立が重要課題となる。

30

【0012】

なお、特許文献1に記載されている振動制御方法は、動吸振器の駆動マスに作用させる力の一成分となる駆動力を、該動吸振器が任意の周波数に同調することができるように設定して、制振対象となる主構造の広帯域の振動に対して吸振作用を発揮することができるようにしたものであると共に、上記主構造の固有振動数が変化した場合にも、良好なロバスト制御を行なうことができるものとなっている。しかし、これは構造物の振動制御方法であって、そのまま騒音の制御に適用できるものではない。

【0013】

そこで、本発明者は、上記特許文献1にて提案しているロバスト性の高い振動制御方法を、騒音発生源よりダクト内を伝送される騒音をアクティブに騒音制御する手法に拡張、発展させることを考え、本発明をなした。

40

【0014】

したがって、本発明の目的とするところは、ロバスト性を高めることができ、更には、ダクト内騒音のアクティブな制御を行う際に、センサとアクチュエータのコロケーションに伴う問題が発生する虞を抑制することが可能なダクト内騒音制御方法及び装置を提供しようとするものである。

【課題を解決するための手段】

【0015】

本発明は、上記課題を解決するために、請求項1に係る発明に対応して、騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を

50

与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けて、該騒音制御用スピーカを、スピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

【数 1 - 1】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

【数 1 - 2】

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

10

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos[(2n-1)x/2L]$  で与えられるダクト内音圧

$p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

$\xi_a$  :  $\xi_a = c_a / 2(m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比

20

$\omega_a$  :  $\omega_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数

とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

【数 1 - 3】

$$\ddot{u} + 2\xi_t \omega_t \dot{u} + g^2 \omega^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

30

$\xi_t$  及び  $\omega_t$  は所要の定数

$G$  : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

【数 1 - 4】

$$f(t) = m_a (2\xi_a \omega_a \dot{u} - 2\xi_t \omega_t \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t)$$

として求め、該求めた駆動力で上記騒音制御用スピーカを駆動して騒音を制御するダクト内騒音制御方法とする。

【0016】

40

又、請求項 2 に係る発明に対応して、騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けると共に、該騒音制御用スピーカの近傍位置に、スピーカ設置位置における騒音の音圧を検出するための音圧検出マイクを設け、更に、上記音圧検出マイクからの信号を処理して上記騒音制御用スピーカへ駆動指令を与えるコントローラを備えてなり、該コントローラを、上記騒音制御用スピーカをスピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

【数 1 - 5】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

【数 1 - 6】

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos[(2n-1)x/2L]$  で与えられるダクト内音圧

$p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

$\xi_a$  :  $\xi_a = c_a / 2(m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比

$\omega_a$  :  $\omega_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数

とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

【数 1 - 7】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + g^2 \omega_a^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

$\xi_a$  及び  $\omega_a$  は所要の定数

$G$  : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

【数 1 - 8】

$$f(t) = m_a (2\xi_a \omega_a \dot{u} - 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega_a^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t)$$

として求めて、該求めた駆動力を上記騒音制御用スピーカへ駆動指令として与える機能を有するものとした構成を有するダクト内騒音制御装置とする。

【0017】

更に、上記請求項 2 に係る発明における音圧検出マイク近傍のダクト内壁面に吸音材を取り付けるようにした構成、より具体的には、音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト内壁面に取り付けられた吸音材の表面に、音圧検出マイクを設けるようにした構成とする。

【0018】

又、上記請求項 2 に係る発明における音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト壁面を、吸音性を有してなるものとし、該吸音性を有してなるダクト壁の内面に、音圧検出マイクを設けるようにした構成とする。

【発明の効果】

【0019】

本発明によれば、以下の如き優れた効果を発揮する。

(1) 騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けて、該騒音制御用スピーカを、スピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

10

20

30

40

50

【数 2 - 1】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

【数 2 - 2】

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos[(2n-1)x/2L]$  で与えられるダクト内音圧

$p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

$\alpha_a$  :  $\alpha_a = c_a / 2(m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比

$\beta_a$  :  $\beta_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数

とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

【数 2 - 3】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + g^2 \omega_a^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

$\gamma$  及び  $\delta$  は所要の定数

$G$  : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

【数 2 - 4】

$$f(t) = m_a (2\xi_a \omega_a \dot{u} - 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega_a^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t)$$

として求め、該求めた駆動力で上記騒音制御用スピーカを駆動して騒音を制御するダクト内騒音制御方法、及び、騒音発生源からの騒音の伝送経路となるダクトの所要個所に該ダクト内音場の騒音に対して媒質流量を与えるようにするための騒音制御用スピーカを設けると共に、該騒音制御用スピーカの近傍位置に、スピーカ設置位置における騒音の音圧を検出するための音圧検出マイクを設け、更に、上記音圧検出マイクからの信号を処理して上記騒音制御用スピーカへ駆動指令を与えるコントローラを備えてなり、該コントローラを、上記騒音制御用スピーカをスピーカマス、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械的動吸振器としてみたときの該騒音制御用スピーカの運動方程式を、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$ 、駆動力を  $f$  として、

【数 2 - 5】

$$\ddot{u} + 2\xi_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)]$$

ここで、

【数 2 - 6】

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x)$$

10

20

30

40

50

$x$  : ダクトにおける騒音入射位置を原点とするダクトの長手方向の座標軸上の位置

$p$  : ダクト内音圧

$S_a$  : 騒音制御用スピーカの振動板の面積

$L_s$  : 騒音制御用スピーカの  $x$  座標軸上の位置

$q_n$  : モード座標

$X_n(x)$  :  $X_n(x) = \cos[(2n-1)x/2L]$  で与えられるダクト内音圧

$p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数

$\alpha_a$  :  $\alpha_a = c_a / 2(m_a k_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの減衰比

$\beta_a$  :  $\beta_a = (k_a / m_a)^{1/2}$  で与えられる騒音制御用スピーカの固有振動数

とし、この運動方程式に、上記機械的動吸振器としてみた騒音制御用スピーカが任意の周波数  $g$  に同時同調した形となるようにするときの運動方程式としての

【数 2 - 7】

$$\ddot{u} + 2\zeta_t \omega_t \dot{u} + g^2 \omega^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t)$$

ここで、

$g$  は  $g^2 < 1$  で安定条件を満たす定数

$\zeta_t$  及び  $\omega_t$  は所要の定数

$G$  : ゲイン

が一致するようにするための駆動力を、

【数 2 - 8】

$$f(t) = m_a (2\zeta_a \omega_a \dot{u} - 2\zeta_t \omega_t \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t)$$

として求めて、該求めた駆動力を上記騒音制御用スピーカへ駆動指令として与える機能を有するものとした構成を有するダクト内騒音制御装置としてあるので、音圧検出マイクよりコントローラへ入力されるダクト内騒音の音圧に応じて、該コントローラより騒音制御用スピーカへ駆動指令を与え、該騒音制御用スピーカをダクト内の騒音に対し同調するよう駆動して、上記ダクト内音場の騒音を低減させることができる。この際、騒音制御用スピーカが任意の周波数に同時同調した形となるようにして該騒音制御用スピーカの駆動力を算出してあるため、ダクト内の広帯域の騒音に対して制御作用を発揮させることができる。したがって、上記騒音発生源よりダクト内を伝送された後、放出される騒音を低減させることが可能になる。

(2) 更に、ゲインが増大しても制御が不安定になる虞を生じることなく音圧微分フィードバックを減衰要素とするダクト内騒音の制御を行うことができる。

(3) 更に又、上記騒音制御用スピーカの駆動力の算出に際して、制御対象となるダクト内音圧に関するモード方程式を用いることなく、騒音制御用スピーカが任意周波数に同調するような制御入力を加えるのみであることから、ダクトのモデル化誤差や変動が生じたとしても、ダクト内を伝送される騒音に対し、広帯域に亘ってロバスト性の高い多数モードの騒音制御を行うことができる。

(4) 音圧検出マイク近傍のダクト内壁面に吸音材を取り付けるようにした構成、より具体的には、音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト内壁面に取り付けた吸音材の表面に、音圧検出マイクを設けるようにした構成とすることにより、騒音制御用スピーカから発した音波が対面するダクト壁面との間で往復伝播を繰り返すことによって高周波音が発生して、ダクトの高次音響モードが励起され易くなるという虞を緩和できる。又、音圧検出マイクの近傍となるダクト内壁面部にて吸音材による吸音を行わせることで、ハウリングが起ることを軽減できる。すなわち、吸音材による吸音によってマイク周辺の検出音圧を引き下げることができることから、音圧検出マイクが騒音制御用スピーカの近傍位置に設けてあることに起因して、騒音制御用スピーカの放射音場の方がダクト内全域音場を反映した音響モードよりも上記音圧検出マイクの検出信号に大きく寄与し、この検出信号に

10

20

30

40

50



したがって上記騒音制御用スピーカの作動が行なわれるという閉ループが繰り返されることによるハウリングを生じ難くできる。よって、アクチュエータとなる騒音制御用スピーカと、センサとなる音圧検出マイクのコロケーションに伴う上記のようなダクトの高次音響モードの励起や、ハウリングの問題が発生する虞を抑制することが可能になる。更に、ダクトにおける音圧検出マイクの設置個所に合わせて、ダクト内壁面に対する吸音材の取付位置を自在に設定することができる。

(5) 音圧検出マイク設置個所近傍となるダクト壁面を、吸音性を有してなるものとし、該吸音性を有してなるダクト壁の内面に、音圧検出マイクを設けるようにした構成とすることにより、上記(4)と同様に、アクチュエータとなる騒音制御用スピーカと、センサとなる音圧検出マイクのコロケーションに伴うダクトの高次音響モードが励起され易いという問題や、ハウリングが起こる虞を抑制することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

以下、本発明を実施するための最良の形態を図面を参照して説明する。

【0021】

図1(イ)(ロ)は本発明のダクト内騒音制御方法の実施に用いるダクト内騒音制御装置の一形態を示すもので、以下のような構成としてある。

【0022】

すなわち、図1(イ)に示す如く、一端側に各種機器のような騒音発生源2が接続されていて該騒音発生源2にて発せられる騒音が伝送されるダクト1の途中位置に、騒音制御用スピーカ3を設置する。該騒音制御用スピーカ3の近傍位置には、上記ダクト1内を伝送される騒音の音圧を上記騒音制御用スピーカ3の設置位置において検出するための音圧検出マイク4を設ける。更に、該音圧検出マイク4にて検出されるダクト1内の騒音の音圧の検出信号を入力して、後述する制御則にしたがって上記騒音制御用スピーカ3へ駆動指令を与えるコントローラ5を備える。

20

【0023】

上記コントローラ5の制御則は、図1(ロ)に示す如く、先ず、上記ダクト1に設置してある騒音制御用スピーカ3を機械動吸振器とみて、上記騒音制御用スピーカ3を所要の力で駆動するときの運動方程式を導く(ステップ1:S1)と共に、該騒音制御用スピーカ3が、任意の周波数に同時同調するときの運動方程式を導いて(ステップ2:S2)、両者が等価になるようにするための駆動力を算出する(ステップ3:S3)。次に、音圧検出マイク4にて検出される検出音圧より上記ステップ3にて算出された駆動力までのコントローラ伝達関数を算出する(ステップ4:S4)。次いで、算出されたコントローラ伝達関数に基づき、音圧検出マイク4にて検出されるダクト1内音圧に応じた駆動力を、騒音制御用スピーカ3へ駆動指令として付与させるようにする(ステップ5:S5)ようにしてある。

30

【0024】

以下詳述する。

【0025】

先ず、本発明のダクト内騒音制御装置のモデルとして、図2に示す如く、図1(イ)と同様の構成において、ダクト1の一端部に設ける騒音発生源2を、加振用スピーカ(騒音発生源と同じ符号2で示してある)とする場合について考える。

40

【0026】

ところで、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置で用いる制御則は、後述するように、制御対象と独立で、ダクト内音圧(制御対象)に関するモード方程式を、制御則を導く過程で使わない点に特徴、利点があるものであるが、上記ダクト内音圧に関するモード方程式は、本発明のダクト内騒音制御方法の説明や後述する実施例における数値実験に必要となるため、ここで導出を述べておく。

【0027】

図2に示すように加振用スピーカ2と騒音制御用スピーカ3が設置されたダクト1内の

50

音圧を支配する波動方程式は、以下のように表される。

【数 3 - 1】

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \rho_0 c^2 \left[ \frac{S_e}{S} \ddot{u}_0 \delta(x) - \frac{S_a}{S} \ddot{u} \delta(x - L_s) \right] \quad (1)$$

ここで、 $x$  : ダクト 1 における騒音入射位置 (図では加振用スピーカ 2 に接続してあるダクト 1 の左端部) を原点とするダクト 1 の長手方向の座標軸上の位置、 $p$  : ダクト内音圧、 $c$  : 音速、 $u_0$  : 加振用スピーカ振動板の変位、 $u$  : 騒音制御用スピーカ振動板の変位、 $\rho_0$  : 媒質密度、 $S$  : ダクト 1 の断面積、 $S_a$  : 騒音制御用スピーカ 3 の振動板の面積、 $S_e$  : 加振用スピーカ 2 の振動板の面積、 $L_s$  : 騒音制御用スピーカ 3 の位置 ( $x$  座標)、をそれぞれ示す。なお、本明細書の各数式内にて上に  $\cdot$  を付したパラメータは、該パラメータの時間微分:  $d/dt$  を表し、又、上に  $\ddot{\phantom{x}}$  を付したパラメータは、該パラメータの 2 回時間微分:  $d^2/dt^2$  を表すものとする。

【0028】

上記式 (1) の右辺はわき出し流量の時間微分を表すものである。式 (1) をモード方程式に変換するため、モード座標を  $q_n$  とおいて、式 (1) の解をモード関数の重ね合わせとして表すと、

【数 3 - 2】

$$p(x, t) = \sum_{n=1}^{n_{\max}} q_n(t) X_n(x) \quad (2)$$

となる。ここで、 $X_n(x)$  は次式によって与えられるダクト内音圧  $p$  の  $n$  次モードの固有振動モード関数である (なお、次式における  $L$  はダクト 1 の全長を表す)。

【数 3 - 3】

$$X_n(x) = \cos[\pi(2n-1)x/2L] \quad (3)$$

【0029】

式 (2) を式 (1) に代入し、両辺に  $X_n(x)$  をかけて  $0 < x < L$  で積分してモード座標に関する微分方程式を導き、ダクト内音圧  $p$  の  $n$  次モードの減衰比  $\varepsilon_n$  を導入すると、所要のモード方程式が以下のように導かれる。

【数 4】

$$\ddot{q}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{q}_n + \omega_n^2 q_n = (\rho_0 c^2 / \varepsilon_n) \left[ (S_e/S) \ddot{u}_0 X_n(0) - (S_a/S) \ddot{u} X_n(L_s) \right] \quad (4)$$

ここで、 $\varepsilon_n$  は

【数 5】

$$\varepsilon_n = \int_0^L X_n^2(x) dx = L/2 \quad (5)$$

で表される積分値である。又、 $\omega_n$  はダクト内音圧  $p$  の  $n$  次モードの固有振動数を示す。

【0030】

次に、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置における制御則について説明する。

【0031】

今ここで、騒音制御用スピーカ 3 を検出音圧の時間微分に比例する力で駆動する場合、すなわち、音圧微分フィードバック制御を行う場合を考えてみる。

【0032】

図 2 に示す如く、騒音制御用スピーカ 3 を、スピーカマス (質量)、ばね定数、減衰定数をそれぞれ  $m_a$ 、 $k_a$ 、 $c_a$  とする機械動吸振器とみて、上記スピーカマス  $m_a$  の変位を  $u$  とし、駆動力を  $f$  とすると、騒音制御用スピーカ 3 の運動方程式は、次式によって与

10

20

30

40

50

えられる。

【数 6】

$$\ddot{u} + 2\zeta_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} [S_a p(L_s, t) + f(t)] \quad (6)$$

ここで、騒音制御用スピーカ 3 の減衰比  $\zeta_a$  と固有振動数  $\omega_a$  はそれぞれ次式によって表される。

【数 7】

$$\zeta_a = c_a / 2(m_a k_a)^{1/2}, \quad \omega_a = (k_a / m_a)^{1/2} \quad (7) \quad 10$$

上記式 (6) の右辺はダクト内音圧 (制御対象) が騒音制御用スピーカを押し力を表すものである。そこで、この右辺に更にダクト内音圧の時間微分に比例する力を駆動力として

【数 8】

$$f(t) = S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t) \quad (8)$$

のように加え、この駆動力の反作用によって生じるダクト 1 への媒質流量 (式 (1) 右辺第 2 項) が、制御対象となるダクト内音圧に対して減衰効果をもたらすことを期待してみる。この期待の妥当性を調べるため、上記駆動力を表す式 (8) の下での式 (6)

【数 9】

$$\ddot{u} + 2\zeta_a \omega_a \dot{u} + \omega_a^2 u = m_a^{-1} S_a \left( 1 + G \frac{d}{dt} \right) p(L_s, t) \quad (9)$$

を、ダクト内音圧に関するモード方程式 (4) ( $n = 1$ ) と連成させた系の特性方程式を導くと、以下のようなになる。

【数 10】

$$a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 = 0 \quad (10) \quad 30$$

ここで、

【数 11】

$$\begin{aligned} a_0 &= 1 \\ a_1 &= 2\zeta_a \omega_a + 2\zeta_1 \omega_1 + (\rho_0 c^2 / \varepsilon_1 m_a) (S_a^2 / S) X_1^2(L_s) G \\ a_2 &= \omega_a^2 + 4\zeta_1 \omega_1 \zeta_a \omega_a + \omega_1^2 + (\rho_0 c^2 / \varepsilon_1 m_a) (S_a^2 / S) X_1^2(L_s) \\ a_3 &= 2\zeta_1 \omega_1 \omega_a^2 + 2\zeta_a \omega_a \omega_1^2 \\ a_4 &= \omega_1^2 \omega_a^2 \end{aligned} \quad (11) \quad 40$$

である。

【0033】

上記特性方程式のすべての係数が正であるから、フルビッツ行列式に基づく安定条件は次式によって与えられる。

【数 1 2】

$$D_1 \equiv a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0, \quad D_2 \equiv a_3 D_1 - a_1^2 a_4 > 0 \quad (12a,b)$$

【0 0 3 4】

上記において、ゲイン  $G$  が 0 のときは駆動力のない無制御系なので明らかに安定であり、不等式 (12 a , 12 b) はともに満たされる。一方、ゲイン  $G$  が 0 から増えてゆくと、式 (11) から分かるようにゲイン  $G$  は  $a_1$  のみに 1 次項として含まれ、 $a_1$  の式における  $G$  の係数は正值であるから、第 1 の安定条件の式 (12 a) は満たされるが、第 2 の安定条件の式 (12 b) は満たされなくなる。したがって、上に述べた式 (8) を安定減衰コントローラとする期待は満たされないことになる。図 3 に示す実線 6 は、上述した音圧微分フィードバック制御における不安定性を示すもので、各パラメータを図中に示すように設定した条件の下において、単位振幅加振加速度  $\sin(2 \times 86 t)$  に対する音圧  $p(0.8 L, t)$  の応答が不安定発振する例を示すものである。比較として、小振幅の破線 7 は無制御の場合を示してある。上記不安定性の理由は、 $a_4$  が正になること、すなわち、騒音制御用スピーカ 3 が固定した周波数  $\omega_a$  にのみ同調することに起因して生じるものである。

10

【0 0 3 5】

そこで、本発明のダクト内騒音制御方法では、上記のような問題を解決して音圧微分フィードバック制御の安定化を図ることを考え、騒音制御用スピーカ 3 の方程式が任意周波数に同時同調した形となるようにアクティブ制御する方法を導入するようにする。

20

【0 0 3 6】

すなわち、時間変動が  $e \times p(i \quad t)$  の形に与えられる任意周波数の加振に対して上記と同様にして求めた式 (6) (図 1 (口) の制御則のステップ 1) が、式 (9) とは対照的に任意周波数  $g$  に同時同調した形 ( $g$  は後で導く安定条件を満たす定数、 $t$  及び  $t$  はそれぞれ所要の定数である。)となるようにするためのコントローラ (ターゲットコントローラ) の式を

【数 1 3】

$$\ddot{u} + 2\xi_t \omega_t \dot{u} + g^2 \omega^2 u = m_a^{-1} S_a \left(1 + G \frac{d}{dt}\right) p(L_s, t) \quad (13)$$

30

とおき (図 1 (口) の制御則のステップ 2)、これと一致するように駆動力を以下のように決定する (図 1 (口) の制御則のステップ 3)。

【数 1 4】

$$f(t) = m_a (2\xi_a \omega_a \dot{u} - 2\xi_t \omega_t \dot{u} + \omega_a^2 u - g^2 \omega^2 u) + S_a G \frac{d}{dt} p(L_s, t) \quad (14)$$

【0 0 3 7】

上記ターゲットコントローラの式 (13) を実現可能とするため、ダクト内音圧に関するモード方程式 (4) ( $n = 1$ ) と、式 (13) で

40

【数 1 5】

$$\omega^2 \rightarrow -d^2 / dt^2 \quad (15)$$

なる置き換えをすることにより得られる方程式

【数 1 6】

$$(1 - g^2) \ddot{u} + 2\xi_t \omega_t \dot{u} = m_a^{-1} S_a \left(1 + G \frac{d}{dt}\right) p(L_s, t) \quad (16)$$

50

を次式のようにラプラス変換表示し（各パラメータのラプラス変換表示は対応する大文字により表す）、

【数 17】

$$\begin{bmatrix} s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2 & (\rho_0c^2/\varepsilon_1)(S_a/S)X_1(L_s)s^2 \\ -m_a^{-1}S_aX_1(L_s)(1+Gs) & (1-g^2)s^2 + 2\xi_t\omega_t s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_1(s) \\ U(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (\rho_0c^2/\varepsilon_1)(S_e/S)X_1(0)s^2U_0(s) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (17)$$

この係数行列式  $\det A_1$  を 0 とおいた以下の特性方程式 (18) が安定根を持つように  $g$  の範囲を定める。 10

【数 18】

$$a_0s^4 + a_1s^3 + a_2s^2 + a_3s + a_4 = 0 \quad (18)$$

ここで、

【数 19】

$$a_0 = 1 - g^2$$

$$a_1 = 2\xi_t\omega_t + 2\xi_1\omega_1(1-g^2) + (\rho_0c^2/\varepsilon_1m_a)(S_a^2/S)X_1^2(L_s)G \quad 20$$

$$a_2 = 4\xi_1\omega_1\xi_t\omega_t + \omega_1^2(1-g^2) + (\rho_0c^2/\varepsilon_1m_a)(S_a^2/S)X_1^2(L_s) \quad (19)$$

$$a_3 = 2\xi_t\omega_t\omega_1^2$$

$$a_4 = 0$$

である。

【0038】

上記式 (19) によるフルビッツ行列式に基づく安定条件の式 (12a) は、負号のついた  $a_0 a_3$  が、 $a_1$  第 1 項と  $a_2$  第 2 項の積を相殺するので、 $G$  が大きくなっても満たされ、安定条件の式 (12b) は、式 (11) と異なり  $a_4 = 0$  となるため、満たされる。 30

【0039】

したがって、 $g$  を式 (19) の  $a_0$  が正となるように、

【数 20】

$$g^2 < 1 \quad (20)$$

の範囲にとっておけば、 $G$  を大きくしても安定になる。又、0 の特性根があって特性多項式  $\det A_1$  が  $s$  を因子にもつが、周波数 0 の極限 ( $s = 0$ ) で解は有限であり不安定にならないことが、式 (17) の解 40

【数 21】

$$\begin{Bmatrix} Q_1(s) \\ U(s) \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det A_1} \begin{bmatrix} (1-g^2)s^2 + 2\xi_t\omega_t s \\ m_a^{-1}S_aX_1(L_s)(1+Gs) \end{bmatrix} (\rho_0c^2/\varepsilon_1)(S_e/S)X_1(0)s^2U_0(s) \quad (21)$$

、及び、後述する実施例の時刻歴応答シミュレートによっても検証される。

【0040】

安定限界を高次モードも考慮するようにした場合は、 $g$  を式 (20) のように解析的に求めることは困難であるが、 $g$  を 1 より少しずつ小さくしてシミュレートして安定制御で 50

きる  $g$  を見出すようにすれば、容易に  $g$  の許容値を見出すことができる。このように、式 (14) で示される駆動力により式 (13) をコントローラとして実現しようとする本制御法は、音圧の微分フィードバック制御の式 (8) の安定化に重要な役割を果たす。

【0041】

更に、上記騒音制御用スピーカ3の駆動力を決める式 (14) は該スピーカ3の変位、速度、加速度のパラメータを含んだ式となっているが、以下のように音圧のみの検出によって実装可能な形に変換して利便性を高めることができるようにしてある。

【0042】

すなわち、先ず、式 (14) は、式 (6) と式 (13) との残差が0となるように導かれた式であるから、ラプラス変換領域で、式 (6) と式 (13) の左辺の特性多項式

【数22】

$$f_1(s) = s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2, \quad f_2(s) = (1 - g^2)s^2 + 2\zeta_l \omega_l s \quad (22)$$

を用いて以下のように表せる。

【数23】

$$F(s) = m_a [f_1(s) - f_2(s)]U(s) + S_a GsP(L_s, s) \quad (23)$$

【0043】

次に、式 (13) をラプラス変換し、 $U$  について解くと以下のようになる。

【数24】

$$U(s) = \frac{S_a(1+Gs)}{m_a f_2(s)} P(L_s, s) \quad (24)$$

【0044】

次いで、上記式 (24) を式 (23) へ代入し、検出音圧から駆動力までのコントローラ伝達関数  $H(s)$  を得ると次式が導かれる (図1(口)の制御則のステップ4)。

【数25】

$$\begin{aligned} H(s) &= \frac{F(s)}{P(L_s, s)} = \frac{f_1(s) - f_2(s)}{f_2(s)} S_a(1+Gs) + S_a Gs \\ &= -S_a + \frac{f_1(s)}{f_2(s)} S_a(1+Gs) \end{aligned} \quad (25)$$

【0045】

上記式 (25) に式 (22) の特性多項式を代入し、以下のように変形する。

【数26】

$$\begin{aligned} H(s) &= -S_a + \frac{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2}{(1 - g^2)s^2 + 2\zeta_l \omega_l s} S_a(1+Gs) \\ &= -S_a + \frac{S_a}{1 - g^2} \frac{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2}{s(s+A)} (1+Gs) \\ &= -S_a + \frac{S_a}{1 - g^2} \left[ 1 + \frac{\omega_a^2}{A} \frac{1}{s} + \left( 2\zeta_a \omega_a - A - \frac{\omega_a^2}{A} \right) \frac{1}{s+A} \right] (1+Gs) \end{aligned} \quad (26)$$

ここで、 $A$  は、

10

20

30

40

【数 27】

$$A = 2\xi_t \omega_t / (1 - g^2) \quad (27)$$

で示されるコントローラ伝達関数の極を定める定数である。

【0046】

これにより、上記式(26)は、積分、微分、1次要素で比較的容易に実装できる。

【0047】

したがって、ターゲットコントローラの式(13)によって実現される式(17)のダクト内音圧のモード方程式の媒質流入項は、式(24)を用いることにより、

10

【数 28】

$$\begin{aligned} & (\rho_0 c^2 / \varepsilon_1) (S_a / S) X_1(L_s) s^2 U(s) \\ &= (\rho_0 c^2 / \varepsilon_1) (S_a / S) X_1(L_s) \frac{S_a}{m_a (1 - g^2)} \frac{1 + Gs}{s(s + A)} s^2 P(L_s, s) \\ &= (\rho_0 c^2 / \varepsilon_1) (S_a / S) X_1^2(L_s) \frac{S_a}{m_a (1 - g^2)} \left( \frac{1}{s(s + A)} + \frac{G}{s + A} \right) s^2 Q_1(s) \end{aligned} \quad (28)$$

と変形される。上記式(28)より、騒音制御用スピーカ3が固定した周波数 $\omega_a$ にのみ同調することに起因して不安定因子であったゲインGの項が、本発明のダクト内騒音制御方法によれば、ハイパスフィルタ $s / (s + A)$ を介して音圧微分に比例した減衰項としてきくようになったことが分かる。

20

【0048】

したがって、騒音発生源2より発せられる騒音がダクト1内を伝送されている状態のときに、音圧検出マイク4よりコントローラ5へ入力されるダクト内音圧pに応じて、該コントローラ5より騒音制御用スピーカ3へ上記式(26)のコントローラ伝達関数H(s)に基づいて算出される駆動力を付与する駆動指令を与える(図1(口)の制御則のステップ5)と、上記騒音制御用スピーカ3の駆動により上記ダクト1内音場の騒音に対し、該騒音制御用スピーカ3を任意の周波数の騒音に対し同時同調するよう駆動した状態の媒質流量を与えることができるようになるため、ダクト1内音場の騒音を低減させることができる。したがって、上記騒音発生源2よりダクト内を伝送された後、放出される騒音を低減させることが可能になる。

30

【0049】

このように、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置によれば、騒音制御用スピーカ3が任意の周波数gに同時同調した形となるようにして該騒音制御用スピーカ3の駆動力を算出してあるため、ダクト1内の広帯域の騒音に対して制御作用を発揮させることができる。又、単にダクト内音圧の時間微分に比例する力を騒音制御用スピーカ3の駆動力とする音圧微分フィードバック制御を行おうとする場合には、ゲインGの増加に伴い不安定発振する等、安定な制御を行なうことができなかつたが、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置においては、ゲインGが増大しても制御が不安定になる虞を生じることなく音圧微分フィードバックを減衰要素とするダクト内騒音の制御を行うことができる。

40

【0050】

更に、騒音制御用スピーカ3の駆動力の式(14)を算出するに際して、制御対象となるダクト内音圧に関するモード方程式(4)を用いず、騒音制御用スピーカ3が任意周波数に同時同調するような制御入力を加えるのみであることから、ダクト1のモデル化誤差や変動が生じたとしても、ダクト1内を伝送される騒音に対し、広帯域に亘ってロバスト性の高い多数モードの騒音制御を行うことができる。このことは、後述する実施例の結果からも明らかである。

【0051】

50

次に、図4(イ)(ロ)は本発明の実施の他の形態を示すもので、図1(イ)(ロ)に示したと同様としてあるダクト内騒音制御方法及び装置において、図1(イ)に示したと同様のダクト1における音圧検出マイク4の設置個所近傍のダクト内壁面に、吸音材8を張る等により取り付けられた構成としたものである。

【0052】

具体的には、上記吸音材8は、ダクト1に設置してある騒音制御用スピーカ3と相対向するダクト壁の内面に、ダクト1の長手方向に上記騒音制御用スピーカ3の径の2~3倍程度の大きさの領域を覆うように張り付けるようにしてある。又、図4(ロ)に示す如く、ダクト1における上記騒音制御用スピーカ3と相対向するダクト壁に周方向に連なる両側のダクト壁の内面にも、所要寸法、たとえば、騒音制御用スピーカ3と相対向する壁面側寄りの半分程度の領域を覆うよう吸音材8を張り付けるようにしてあり、該ダクト内壁面に取り付けられた吸音材8の表面に、音圧検出マイク4を設けるようにしてある。

10

【0053】

その他の構成は図1(イ)(ロ)に示したものと同様であり、同一のものには同一符号が付してある。

【0054】

本実施の形態のダクト内騒音制御装置は、図1(イ)(ロ)に示したものと同様の制御則に基づいて算出されるコントローラ伝達関数に基づき、音圧検出マイク4にて検出されるダクト内音圧に応じた駆動力を、騒音制御用スピーカ3へ駆動指令として与えて作動させることにより、ダクト1内の騒音制御を行わせるようにする。

20

【0055】

このようにしてダクト1内の騒音制御を行わせる際、音圧検出用のセンサである上記音圧検出マイク4が、騒音制御用のアクチュエータである騒音制御用スピーカ3の近傍にて、該騒音制御用スピーカ3と相対向するダクト内壁面に設けてあることに起因して、ダクト1内全域の音場を反映した音響モードより、音圧検出マイク4のすぐ近くにある騒音制御用スピーカ3の放射する音場(ニアフィールド)の方が、音圧検出マイク4による検出信号に大きく寄与し、この検出信号に応じて騒音制御用スピーカ3が作動されるという閉ループの繰り返しによってハウリングが発生する虞が懸念されるが、このような場合に、本実施の形態のようにすれば、ハウリングを起り難くすることができる。すなわち、音圧検出マイク4の近傍となるダクト内壁面に吸音材8を張り付けて、該音圧検出マイク4近傍のダクト内壁面部分が吸音性を有するようになれば、該音圧検出マイク4による検出音圧を引き下げることができて、上記のようなハウリングが発生することを軽減できる。

30

【0056】

詳述すると、ダクト内壁面に吸音材8が取り付けられていない場合には、該ダクト内壁面が剛壁面として作用するのに対し、本実施の形態では音圧検出マイク4近傍のダクト内壁面に吸音材8が設けてあることにより、剛壁面となるダクト壁面で音圧極大になるという境界条件が吸音材8によって緩和されることから、ニアフィールドに起因する音圧検出マイク4の周辺の検出音圧が下がるようになる。このためハウリングが起り難くなる。

【0057】

又、ダクト内の騒音制御問題は、通常、1次元化した媒質運動方程式を下に議論され、上記図1(イ)(ロ)の実施の形態で述べた騒音制御も同様である。しかし、図1(イ)に示した如く、ダクト1の途中位置に、騒音制御用スピーカ3を、ダクト1の内側へ向けて設け、ダクト1における上記騒音制御用スピーカ3と相対向するダクト壁面に音圧検出マイク4を設けている場合には、騒音制御用スピーカ3によって注入される媒質流量はダクト1の長手方向に対して垂直であるため、音圧検出マイク4近傍(ニアフィールド)は、複雑な多次元音場となる。又、固い反響性のダクト1内では、騒音制御用スピーカ3から発した音波が対面するダクト壁面で反射して、騒音制御用スピーカ3と対面するダクト壁面との間の狭い空間で往復伝播を繰り返す結果、高周波音が発生してダクト1の高次音響モードが励起され易くなる虞が懸念される。しかし、本実施の形態では、図2(イ)(ロ)に示した如く、騒音制御用スピーカ3と対面するダクト内壁面に吸音材8が設けてあ

40

50



ることから、上記のような騒音制御用スピーカ3から発した音波が対面するダクト壁面との間の狭い空間で往復伝播を繰り返して、高周波音が発生し、ダクト1の高次音響モードが励起されるという虞は緩和されるようになる。

【0058】

このように、本実施の形態によれば、ダクト内騒音制御を行う場合における音圧検出マイク4と騒音制御用スピーカ3のコロケーションに伴い、上記ハウリングが生じたり、ダクト1の高次音響モードが励起されるという問題が発生する虞を低減できる。

【0059】

更に、上記吸音材8はダクト1の全区間のごく一部にしか設けられていないこと、及び、吸音材8による吸音効果は、500Hz以上の高周波域で発揮され、それ以下のアクティブ制御の対象となる帯域では吸音効果が小さいことから、吸音材8がアクティブ制御対象の低次音響モードを直接低減する作用は小さいため、本実施の形態では、吸音材8によるニアフィールド音場防止を介して、アクティブ制御の効果を更に高めることができる。

【0060】

次いで、図5は本発明の実施の更に他の形態を示すもので、図4(イ)(ロ)に示したと同様の構成において、ダクト1における音圧検出マイク4の設置個所近傍となるダクト内壁面に吸音材8を取り付けることに代えて、ダクト1における音圧検出マイク4の設置個所近傍のダクト壁面を吸音性を有してなるものとし、該吸音性を有してなるダクト壁9の内面に、音圧検出マイク4を設けるようにしたものである。

【0061】

具体的には、音圧検出マイク4の設置個所とその近傍となるダクト壁の一部を、吸音性を有する材質製のダクト壁9として、音圧検出マイク4の設置個所近傍のダクト壁9にのみ部分的に吸音性を付与するようにし、該吸音性の付与されたダクト壁9の内面に、音圧検出マイク4を設置するようにしてある。ダクト1における上記吸音性を有するダクト壁9とする部分は、図4(イ)(ロ)に示した如きダクト1に対する吸音材8の取付領域と同様に、ダクト1に設置してある騒音制御用スピーカ3と対面するダクト壁におけるダクト1の長手方向に上記騒音制御用スピーカ3の径の2~3倍程度の大きさの領域の部分、及び、ダクト1における上記騒音制御用スピーカ3と対面するダクト壁に周方向に連なる両側のダクト壁における騒音制御用スピーカ3と対面する壁面側寄りの半分程度の領域の部分となるようにすればよい。

【0062】

その他の構成は図1(イ)(ロ)に示したものと同様であり、同一のものには同一符号が付してある。

【0063】

本実施の形態によれば、図1(イ)(ロ)に示したものと同様の制御則に基づいて算出されるコントローラ伝達関数に基づき、音圧検出マイク4にて検出されるダクト内音圧に応じた駆動力を、騒音制御用スピーカ3へ駆動指令として与えて作動させることにより、ダクト1内の騒音制御を行うことができ、このダクト1内の騒音制御の際、音圧検出マイク4の近傍となるダクト壁9が吸音性を有するようにしてあることにより、図4(イ)(ロ)に示したと同様に、該音圧検出マイク4による検出音圧を引き下げることができ、ハウリングが発生することを軽減できる。又、固い反響性のダクト1内にて、騒音制御用スピーカ3から発した音波が対面するダクト壁面で反射して、騒音制御用スピーカ3と対面するダクト壁面との間の狭い空間で往復伝播を繰り返して高周波音が発生し、ダクト1の高次音響モードが励起されるという虞も緩和されるようになる。したがって、ダクト内騒音制御を行う場合における音圧検出マイク4と騒音制御用スピーカ3のコロケーションに伴い、上記ハウリングが生じたり、ダクト1の高次音響モードが励起されるという問題が発生する虞を低減できる。

【0064】

更に、上記吸音性を有するダクト壁9は、ダクト1の全区間のごく一部にしか設けられていないこと、及び、吸音性を有するダクト壁9による吸音効果は、500Hz以上の高

10

20

30

40

50

周波域で発揮され、それ以下のアクティブ制御の対象となる帯域では吸音効果が小さいことから、上記吸音性を有するダクト壁 9 がアクティブ制御対象の低次音響モードを直接低減する作用は小さいため、本実施の形態においても、図 4 (イ) (ロ) に示した実施の形態と同様に、ニアフィールド音場防止を介して、アクティブ制御の効果を高めることが可能になる。

#### 【0065】

なお、本発明は上記実施の形態のみに限定されるものではなく、たとえば、騒音発生源 2 より発せられてダクト 1 内を伝送されて放出される騒音の低減化を図ることが望まれる個所であれば、騒音発生源 2 としては、過給器、送風機 (ファン) 以外のいかなる機器、あるいは、スピーカ等の音源であってもよい。又、本発明は、騒音発生源 2 側と騒音の放出側の途中位置に騒音制御用スピーカ 3 と音圧検出マイク 4 を設置することができるダクト 1 であれば、その全体形状や断面形状、長さは任意のものに適用でき、更に、騒音発生源 1 より発せられる騒音を伝送する内部空間が存在するダクト状のものであれば、吸気ダクトや排気ダクトのように積極的に空気を流通させるようなダクト 1 以外のものにも適用できる。更に、ダクト 1 としては、一端側の外部位置に存在する騒音発生源 2 よりダクト 1 内部へ伝送される騒音が、該ダクト 1 内部を通して他端側より放出されるものであれば適用でき、必ずしも騒音発生源 2 が一端に直接接続されていない場合であってもよい。図 4 (イ) (ロ) の実施の形態にてダクト壁面における吸音材 8 を設ける領域、及び、図 5 の実施の形態にてダクト 1 における吸音性を有するダクト壁 9 とする部分は、ダクト 1 のサイズや形状、騒音制御用スピーカ 3 の口径等に応じて適宜変更してもよい。図 4 (イ) (ロ) の実施の形態では、ダクト内壁面に吸音材 8 を取り付け、該吸音材 8 の表面に音圧検出マイク 4 を設けるものとして示したが、ダクト内壁面に音圧検出マイク 4 を設け、該音圧検出マイク 4 の近傍のダクト内壁面に、吸音材 8 を取り付けるようにしてもよい。その他本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々変更を加え得ることは勿論である。

#### 【実施例】

#### 【0066】

以下、本発明者の行った数値シミュレーション及び実験結果について説明する。

#### 【0067】

##### (1)

図 2 に示したと同様の装置モデルを用いて、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置による騒音の制御効果を、約 50 ~ 800 Hz と広帯域に亘る周波数応答として、ダクト 1 の長さ寸法 L を 1 m と 1.8 m とする 2 つの条件の下でそれぞれ検証した。ダクト 1 の長さ寸法 L 以外の各パラメータの設定は同様であり、個々のパラメータの数値については結果と共に図 6 (イ) (ロ) 中に記載してある。

#### 【0068】

なお、本数値シミュレーションでは、周波数応答は、制御の不安定発振がないことを検証するため、解を  $e^{i\omega t}$  に比例する形において振幅に関する代数方程式を解くことによって定常振幅を求める周波数領域での方法によらず、時間領域で時刻歴応答解析を行なうことによって求めるようにしてある。すなわち、ある加振周波数での時間応答をルンゲ・クッタ・ギル法で定常振幅に達するまで数値計算し、定常振幅に達したときの振幅を加振周波数の関数としてプロットした。この方法では、もし制御が不安定であると発振して定常振幅に達せず、図 6 (イ) (ロ) のような周波数応答曲線を描くことはできないので、安定性検証に有効である。

#### 【0069】

ダクト 1 の長さ寸法 L を 1 m とした場合についての周波数応答の結果を図 6 (イ) に実線 10 で示す。図 6 (イ) に破線 11 で示したものは、比較として同寸法のダクト 1 における無制御の場合の周波数応答を示すものである。これにより、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置を適用した場合 (実線 10) には、無制御の場合 (破線 11) に対し、多数モードの広い周波数範囲でよい騒音制御効果 (騒音低減効果) を得ることができるとが判明した。

## 【 0 0 7 0 】

又、ダクト1の長さ寸法を1.8mとした場合についての周波数応答の結果を図6(口)に実線12で示す。図6(口)に破線13で示したものは、比較として同寸法のダクト1における無制御の場合の周波数応答を示すものである。この場合にも、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置を適用した場合(実線12)は、無制御の場合(破線13)に対し、多数モードの広い周波数範囲でよい騒音制御効果を得ることができることが判明した。

## 【 0 0 7 1 】

更に、ダクト1の長さ寸法を1m及び1.8mと大幅に変更して、図6(イ)における破線11及び図6(口)における破線13にてそれぞれ示される無制御時の共振周波数の変化からも分かるように制御対象の特性を大きく変化させたとしても、制御則のパラメータを同一とした条件の下で、制御効果が維持されており、高いロバスト性を有することが判明した。

## 【 0 0 7 2 】

なお、図7(イ)(口)は、それぞれ上記と同様に長さ寸法を1mと1.8mに設定したダクト1に対し、図2に示すモデル図における騒音制御用スピーカ3の取付位置に、騒音制御用スピーカ3に代えて所要のヘルムホルツ共鳴器を取り付けて受動制御を行わせる場合の制御効果について、図6(イ)(口)に示したと同様に周波数応答を求めた結果についてそれぞれ示すものである。図7(イ)では、設置するヘルムホルツ共鳴器の同調周波数は、 $f_r / 2 = 255 \text{ Hz}$ としてあり、又、図7(口)では、同調周波数を  $f_r / 2 = 142 \text{ Hz}$ としてある。その他の各パラメータは、図7(イ)(口)中に記載してある。

## 【 0 0 7 3 】

図7(イ)及び図7(口)に示された結果より、ヘルムホルツ共鳴器の設置による受動制御では、設置するヘルムホルツ共鳴器の同調周波数近くの狭い帯域でしか制御効果が得られないことが分かる。

## 【 0 0 7 4 】

(2)

上記実施例(1)の図2に示したと同様の装置モデルにおいて、図4(イ)(口)に示したと同様に、騒音制御用スピーカ3と相対向するダクト壁面に吸音材8を張り付け、該吸音材8の表面に音圧検出マイク4を設けてなる構成の実験装置モデルを用いて、本発明のダクト内騒音制御方法及び装置による騒音の制御効果を、約50~500Hzと広帯域に亘る周波数応答として、ダクト1の長さ寸法Lを1mとする条件の下で検証した。周波数応答は、FFTスペクトルアナライザで広帯域正弦波加振入力を与えて計測した。ダクト1の長さ寸法L以外の各パラメータの設定、並びに、個々のパラメータの数値については結果と共に図8中に記載してある。

## 【 0 0 7 5 】

その結果、得られた周波数応答を、図8に実線14で示す。図8に破線15で示したものは、比較として同寸法のダクト1における無制御の場合の周波数応答を示すものである。これにより、図4(イ)(口)に示した実施の形態を適用した場合(実線14)においても、図6(イ)(口)に示した上記実施例(1)の場合の結果と同様に、無制御の場合(破線15)に対して、多数モードの広い周波数範囲でよい騒音制御効果を得ることができることが判明した。又、本実施例の場合(実線14)は、無制御の場合(破線15)に比して、共振ピークを14~15dB程度低下させることができ、これは、直接比較する図は示してはいないが、吸音材を入れない場合の、無制御の場合に比して得られる共振ピークの低下量よりも、5~6dB程度、低減効果が向上していることが判明した。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 7 6 】

【 図 1 】 本発明のダクト内騒音制御方法の実施に用いるダクト内騒音制御装置を示すもので、(イ)は概要図、(口)はコントローラにおける制御則のフローを示す図である。

【図2】本発明のダクト内騒音制御方法及び装置における制御則を導くために用いる装置モデルを示すもので、ダクトに騒音発生源として加振用スピーカを接続した場合を示す概要図である。

【図3】音圧微分フィードバック制御の不安定性を示す図である。

【図4】本発明の実施の他の形態を示すもので、(イ)は概要図、(ロ)は(イ)のA-A方向矢視図である。

【図5】本発明の実施の更に他の形態を示す概要図である。

【図6】図1のダクト内騒音制御方法及び装置による制御効果を検証した結果を示すもので、(イ)はダクトの長さ寸法を1mとした場合、(ロ)はダクトの長さ寸法を1.8mとした場合における周波数応答をそれぞれ示す図である。

【図7】ダクトにヘルムホルツ共鳴器を取り付けて騒音の受動制御を行わせる場合の制御効果を示すもので、(イ)はダクトの長さ寸法を1mとした場合、(ロ)はダクトの長さ寸法を1.8mとした場合における周波数応答をそれぞれ示す図である。

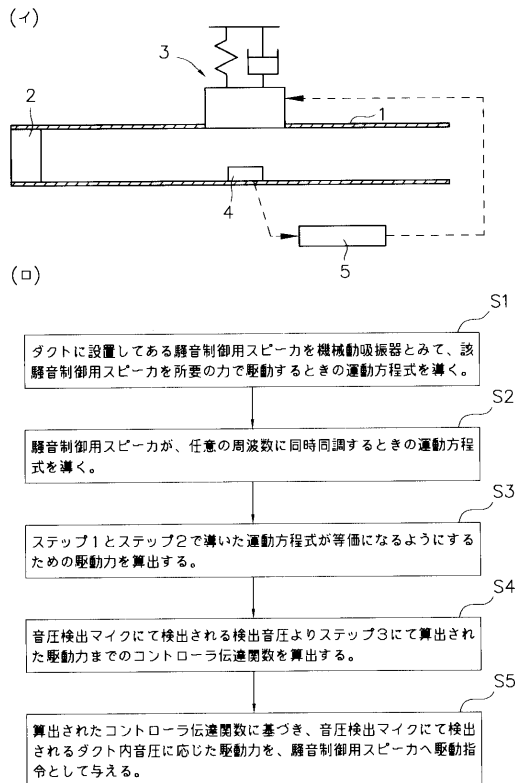
【図8】図4の構成を採用することによる制御効果を実験検証した結果として、周波数応答を示す図である。

【符号の説明】

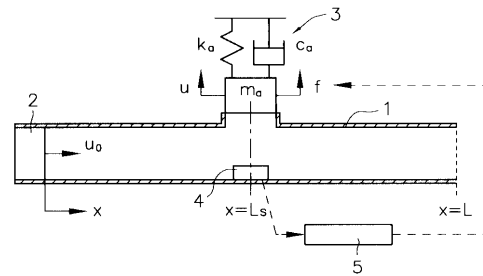
【0077】

- 1 ダクト
- 2 加振用スピーカ（騒音発生源）
- 3 騒音制御用スピーカ
- 4 音圧検出マイク
- 5 コントローラ
- 8 吸音材
- 9 吸音性を有するダクト壁

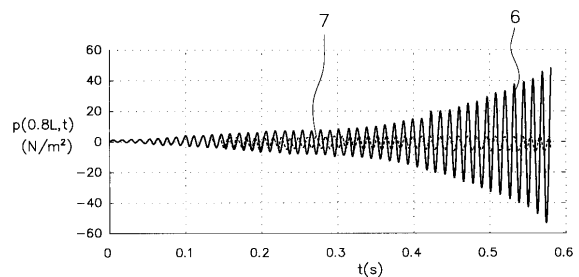
【図1】



【図2】



【図3】

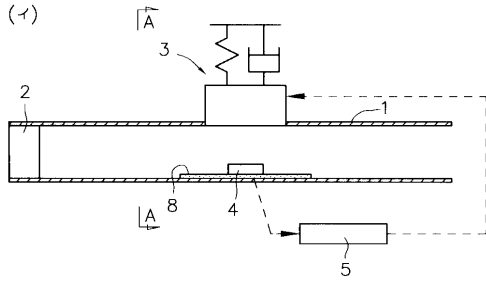


単位振幅加振加速度  $\sin(2\pi \times 86t)$  に対する音圧  $p(0.8L, t)$  の応答を表示  
 $L=1\text{m}$ ,  $S=0.044\text{m}^2$ ,  $S_a/S=S_a/S=0.365$ ,  $L_s=0.5\text{m}$ ,  
 $G=0.0025\text{N s/m}$ , サンプル周波数  $50,000\text{Hz}$ ,  $m_a=0.00176\text{kg}$ ,  
 $\zeta_a=0.1$ ,  $\omega_a/2\pi=140\text{Hz}$ ,  $\rho_a=1.2\text{kg/m}^3$ ,  $c=341.6\text{m/s}$ ,  
 $\zeta_u=0.01$

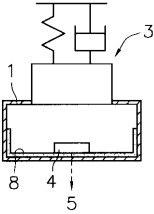
10

20

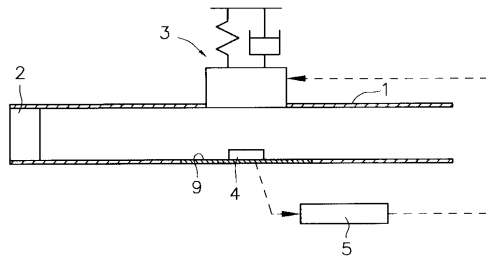
【図4】



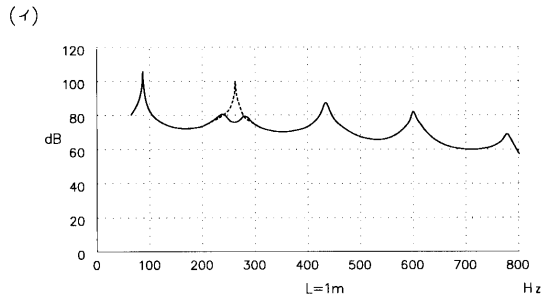
(ロ)



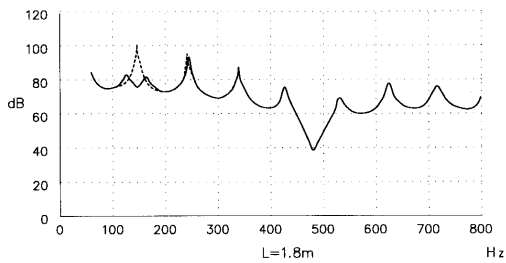
【図5】



【図7】

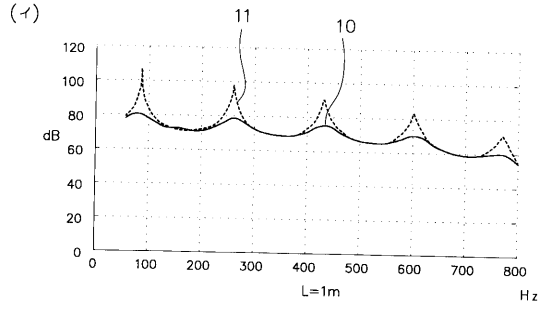


(ロ)

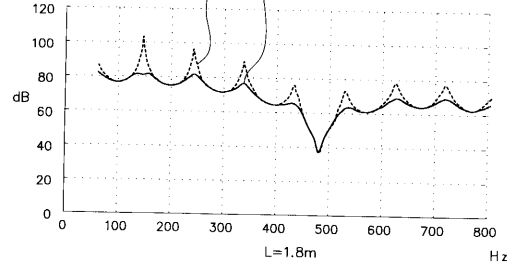


単位振幅加振加速度に対する  $20 \log_{10}$  [音圧  $p(0.8L, t)$  の振幅 /  $(2 \times 10^{-5})$ ] (dB) の周波数応答を表示  
 $S = 0.044^2 \text{ m}^2$ ,  $S_c/S = 0.365$ , 共鳴器結合部の主ダクトに対する断面積比  $S_c/S = 0.02$ , 結合部の長さ  $L_c = 0.02 \text{ m}$ , 共鳴器の同調周波数は(イ), (ロ) に対しそれぞれ  $256 \text{ Hz}$ ,  $142 \text{ Hz}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $c = 341.6 \text{ m/s}$ ,  $\zeta_n = 0.01$

【図6】

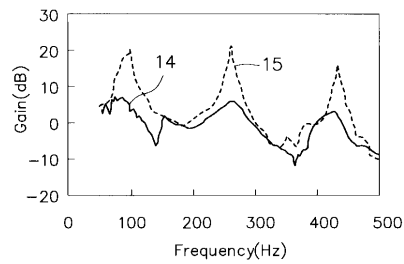


(ロ)



単位振幅加振加速度に対する  $20 \log_{10}$  [音圧  $p(0.8L, t)$  の振幅 /  $(2 \times 10^{-5})$ ] (dB) の周波数応答を表示  
 $S = 0.044^2 \text{ m}^2$ ,  $S_c/S = S_n/S = 0.365$ ,  $L_s = 0.5 \text{ m}$ ,  $G = 0.004 \text{ N s/m}$ , サンプリング周波数  $50,000 \text{ Hz}$ ,  $m_n = 0.00176 \text{ kg}$ ,  $\zeta_n = 0.1$ ,  $\omega_n/2\pi = 140 \text{ Hz}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $c = 341.6 \text{ m/s}$ ,  $\zeta_n = 0.01$ ,  $g = 0.8$ ,  $\zeta_t = 0.1$ ,  $\omega_t = 200$

【図8】



単位振幅加振加速度に対する周波数応答を表示  
 $S = 0.044^2 \text{ m}^2$ ,  $S_n/S = S_c/S = 0.365$ ,  $l = 1 \text{ m}$ ,  $L_c = 0.5 \text{ m}$ ,  $\alpha_t = 40 \text{ s}^{-1}$ ,  $G = 0.004 \text{ N s/m}$ , サンプリング周波数  $50,000 \text{ Hz}$ ,  $m_n = 0.00176 \text{ kg}$ ,  $\zeta_n = 0.1$ ,  $\omega_n/2\pi = 140 \text{ Hz}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $c = 341.6 \text{ m/s}$ ,  $\zeta_n = 0.01$ ,  $g = 0.8$ ,  $\zeta_t = 0.1$ ,  $\omega_t = 200$

---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2000-204921(JP,A)  
特開平10-077998(JP,A)  
特開2002-055684(JP,A)  
特開平05-134684(JP,A)  
特開昭57-096582(JP,A)  
内海雅彦,多数モードロバスト制御のための動吸振器駆動法,日本機械学会[N0.03-7]Dynamics & Design Conference 2003 CD-ROM論文集,日本,社団法人日本機械学会,2003年9月16日,118-1,p1-6

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

G10K 11/00-11/16  
F01N 1/00  
F16L 55/00-55/02