

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6038506号
(P6038506)

(45) 発行日 平成28年12月7日(2016.12.7)

(24) 登録日 平成28年11月11日(2016.11.11)

(51) Int.Cl. F I
F 1 6 F 15/02 (2006.01) F 1 6 F 15/02 A
F 1 6 F 15/03 (2006.01) F 1 6 F 15/03 D

請求項の数 3 外国語出願 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2012-145698 (P2012-145698)	(73) 特許権者	390038014
(22) 出願日	平成24年6月28日(2012.6.28)		ビーエイイー システムズ パブリック
(62) 分割の表示	特願2008-504775 (P2008-504775) の分割		リミテッド カンパニー
原出願日	平成18年4月6日(2006.4.6)		BAE SYSTEMS plc
(65) 公開番号	特開2012-233582 (P2012-233582A)		イギリス国、エスタブリッシュワイ・5エー
(43) 公開日	平成24年11月29日(2012.11.29)	(74) 代理人	100108855
審査請求日	平成24年7月26日(2012.7.26)		弁理士 蔵田 昌俊
審査番号	不服2015-21484 (P2015-21484/J1)	(74) 代理人	100103034
審査請求日	平成27年12月3日(2015.12.3)		弁理士 野河 信久
(31) 優先権主張番号	0506990.1	(74) 代理人	100075672
(32) 優先日	平成17年4月6日(2005.4.6)		弁理士 峰 隆司
(33) 優先権主張国	英国 (GB)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 振動の絶縁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機械類(94)を取り付け、前記機械類から出る振動を絶縁するための方法であって、前記方法は、

複数の弾性取り付け台(98)を含む支持部(96)によって前記機械類(94)を支持することであって、各々の取り付け台(98)は、前記機械類(94)の静的負荷を完全に支持する受動型弾性手段(62)と、能動型絶縁手段(40;54;70)とを備えている、支持部(96)によって前記機械類(94)を支持することと、

特定の不均衡な力の伝達を減衰させるように力の伝達率を調整するために、特定の不均衡な力の問題に遭遇してから、ソフトウェアパッチとして所定の周波数に集中されたノッチフィルターを加えることによって、周波数の関数として前記取り付け台を制御することと、

を含んでいる、方法。

【請求項 2】

前記能動型絶縁手段は、交互力しか加えない、請求項1に記載の方法。

【請求項 3】

前記能動型絶縁手段を、共鳴振動の始まりを阻止するために構造的共鳴を減衰させるように制御することを含む、請求項1または2に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【 0 0 0 1 】

本発明は、機械の振動、限定するわけではないが、特に船舶用の回転機械の振動を機械の周辺部から絶縁する方法および装置に関する。

【 背景技術 】

【 0 0 0 2 】

作動中の機械が船舶の振動の主要な原因であり、船体への伝達を縮小する絶縁システムを開発するために多大な努力が払われている。船舶環境での機械の絶縁に関連する特定の問題は、構造的共鳴である。これは主に機械の支持構造物で発生する。このような共鳴は、機械の取り付け台を渡って伝わる極めて大きな力となり、これが極めて重大な振動の問題を引き起こす。運動中の機械は複雑なスペクトルの不均衡な状態の力を発生させ、船舶では、機械の取り付け台を渡って船体へと至るこうした力の伝達を縮小する弾性の取り付けシステムを開発することに多大な努力が払われている。

10

【 0 0 0 3 】

振動絶縁の一般的な手法は、船舶の機械品目を枠組みまたはラフトに搭載し、このラフトを船体から1組のゴム製取り付け台で支持することである。支持されている構造物が理想的な剛体として挙動するのなら、力伝達率の曲線（振動力から伝達力への伝達関数）は、図1の単調な下降線のようになる。しかし実際には、支持された機械およびこのラフトは常にある程度まで軟性である。この結果、構造的共鳴が励起される。弾性取り付け台の典型的な力伝達率曲線を図1に、ピークの付いた曲線によって示している。これは3つの明確に識別できる周波数領域を示している。即ち、第1の5 Hz未満の共鳴の領域であって、機械によって発生される力、主に重力の全体が弾性の取り付け台から伝わる領域と、第2の5 Hzの共鳴これ自体であって、剛体として作用する機械が弾性の取り付け台で「反発」している領域と、第3の5 Hzの共鳴より上の領域であって、機械が軟性になりつつあり、個々の構造的共鳴モードが励起される領域とを示している。5 Hzの共鳴は取り付け台の共鳴周波数と呼ばれる。この周波数を越えた状態では、力の伝達率は周波数が高くなるにつれて概ね落下し、この結果、機械の振動によって発生された力は、船体に到着するまでに減衰されることになる。しかし、この領域の力の減衰は、構造的共鳴によって支配される場合がある。構造的共鳴は機械的増幅器として作用し、したがって示しているように力伝達率曲線に急激なピークを作り出す。

20

【 0 0 0 4 】

受動型絶縁システムを設計する際に行なわなくてはならない譲歩のために、能動型および半能動型のシステムが提案されている。国際特許出願第WO 01 / 18416号明細書と、Daley, S他の「船舶用能動型振動制御」(Active vibration control for marine applications)と、2003年7月25日に発行されたIFACジャーナル「制御技術の実践」(IFAC Journal Control Engineering Practice)第12巻第4号pp 465~474と、2004年7月セントペテルブルグで行われた音および振動に関するISCV11会議のJohnson, A.およびDaley, Sの「船舶用のスマートなスプリング取り付けシステム」(A Smart Spring Mounting System for Marine Applications)とにおいて、図2に概略的に示しているような能動型の取り付けシステムであって、各取り付け台が受動型要素と並列して電磁アクチュエータを備えて複合取り付け台を形成している、多数の取り付け台からなるアレイを備えた能動型の取り付け台が提案されている。支持されている構造物の共鳴に対応する周波数での大きな力の伝達を回避するために、この取り付けシステムは、多数の重要要件を達成する。第1の要件は、支持されている構造物のこの取り付け点での局所的な変位の結果として、複合取り付け台が船体に追加の力を伝えないということである。この結果、励起共鳴から船体に対して追加の力が発生されない。したがって、複合取り付け台は、実効的にゼロ剛性を有さなくてはならない。第2の要件は、構造物を支持するために、各複合取り付け台は、不均衡な状態の力を補償するための外部の要求力を発生させることも可能でなくてはならない。運動中の機械によって発生された不均衡な状

30

40

50

態の力は、支持されている構造物の直線的な変位および角度をなす変位のいずれをももたらす。各複合取り付け台によって生成された外部要求力は、これらの直線的な変位および角度をなす変位に対して連続的に対抗して、これらをこれらの均衡のとれた位置に向けて制御された形で戻すようにことができる手段である。図2で示すように、複合取り付け台によって発生された船体への実際の力は、ロードセル（または歪みゲージ）によって測定され、グローバルな要求値と比較されて、電磁石の電流を連続的に訂正する。

【0005】

使用中、最初に各電磁石を使用して、静的な力Fで受動型取り付け要素に予備応力を掛けて、これによって電磁石によって電流を増大または縮小することによって、機械に掛かる力の変化が $\pm F$ であるようにする。したがって少なくとも2Fの最大制御力を発生させる必要がある。電力がスイッチオフされると、この予備応力は開放される。この簡単な手法の難点は、電磁石の大きな非線形性によって、簡単なフィードバック制御が不満足なものになってしまうことである。これを克服するために、取り付け台の相対的な変位に対するフィードフォワードと伝達力に対するフィードバックの両方を含む、より複雑な局所的制御が必要である。

10

【0006】

取り付けシステムのさらなる改良、特に取り付けシステムの複雑さおよび寸法を縮小する改良が望まれる。

【先行技術文献】

【特許文献】

20

【0007】

【特許文献1】WO01/18416号

【特許文献2】英国特許出願第2361757号

【非特許文献】

【0008】

【非特許文献1】「船舶用能動型振動制御」(Daley, S他)

【非特許文献2】「制御技術の実践」(IFACジャーナル第12巻第4号pp465~474)

【非特許文献3】「船舶用のスマートなスプリング取り付けシステム」(Johnson, A.およびDaley, S)

30

【発明の概要】

【0009】

本発明は、機械の振動を絶縁する、改良された機械取り付け台を提供するという1つの目的を有する。

【0010】

第1の態様では、本発明は機械を取り付け、機械から出る振動を絶縁するシステムを提供することであって、このシステムは、請求項1に記載の特徴を有している。

第2の態様では、本発明は機械を取り付け、機械から出る振動を絶縁する方法を提供することであって、この方法は、請求項13に記載の特徴を有している。

本発明の更なる好ましい特徴は、従属項に記載されている。

40

第1の実施例において、本発明は機械を取り付け、機械から出る振動を絶縁する方法であって、

機械の静的負荷を完全に支持する受動型弾性手段と、能動型絶縁手段とを各弾性取り付け台が備える複数の弾性取り付け台を含む支持部によって上記機械を支持することと、

上記共鳴周波数を下回る状態では各取り付け台の、主に剛度である動作性能のパラメータが基本的に受動型弾性手段の動作性能のパラメータとなるように、各上記取り付け台の上記能動型絶縁手段を制御し、少なくとも望ましい周波数帯域にわたる、上記取り付け台共鳴周波数を越えた状態では、構造的な励起共鳴に対して基本的に取り付け台のゼロ剛性が維持されるように、また上記支持部の運動の剛体モードが補償され、好ましくは最小限に抑えられるように、各上記取り付け台の上記能動型絶縁手段を制御することとを備える

50

方法を提供する。

【0011】

さらなる実施例では、本発明は、機械を取り付け、機械から出る振動を絶縁する取り付けシステムであって、

複数の弾性取り付け台と、周波数の関数として取り付け台の剛度を制御する制御手段とを含む、上記機械用の支持部を備え、

各取り付け台が、機械の静的負荷を完全に支持する受動型弾性手段と、上記制御手段に結合された能動型絶縁手段とを備え、上記共鳴周波数を下回る状態では、各取り付け台の、主に剛度である動作性能のパラメータは基本的に受動型弾性手段の動作性能のパラメータとなるように、制御手段が構成され、上記取り付け台共鳴周波数を超えた状態、かつ少なくとも望ましい周波数帯では、構造的な励起共鳴に対して取り付け台のゼロ剛性を維持するように、また支持部の運動の剛体モードを補償し、好ましくは最小限に抑えるように、制御手段が構成されている取り付けシステムを備える。

10

【0012】

明確化するために述べると、取り付け台の「動作性能」は、主に剛度であるパラメータによって、また小さな程度ではあるががこれの内部減衰によって決定される。

【0013】

本発明は、取り付けシステムに掛かる最大制御力に影響を及ぼす3つの主な課題点があることを認識している。即ち、

- 1) 取り付け台の共鳴自体を修正するために、制御力は、機械のラフト全体に掛かる重力と同程度である必要があること、
- 2) 局所的な振動、特に励起共鳴によって発生された振動に対して「ゼロ剛性」を維持すること、
- 3) 船体に対する不均衡な状態の力の伝達を修正し、最小限に抑えること、である。

20

【0014】

1) に関しては、本発明によれば、グローバルな制御アルゴリズムを、それら取り付け台の共鳴周波数よりも高い周波数についてしか取り付け台の動作性能を修正しないように、また取り付け台の共鳴周波数以下の状態での剛度を受動型要素の剛度と正確に一致させることができるように設計することが可能である。この結果、静的負荷は、完全に受動型弾性手段によってのみ支持された状態となる。これは、能動型絶縁手段から必要とされる力を大幅に縮小するが、それは、能動型絶縁手段は、運動中の機械によって発生された不均衡な状態の力と同等の力しかもはや作り出さなくてもよくなるからである。こうした力は、受動型要素によって担持される必要のある静的負荷よりも極めて小さい。

30

【0015】

要件2)および3)に関しては、本発明によれば、交流制御力しか必要ないので、能動型アクチュエータ要素の最大能力を縮小できるということが実現されている。これは、小型の電磁式アクチュエータを使用することができるということを意味する。別法として、また本発明によれば、相互に反対に作用してゼロ剛性を生成する、少なくとも2つの慣性振動発生器を使用することもできる。これによって直ちに、上述の電磁石を組み込むシステムで必要であったように受動型要素を予備押圧する必要がなくなる。これは、慣性振動発生器が交互力しか生成しないことによる。

40

【0016】

本発明は、さらなる実施例で、機械を取り付ける、また機械から出る振動を絶縁する取り付け台であって、

取り付け台の共鳴周波数を下回る状態で機械の静的負荷を支持する受動型弾性手段と、上記取り付け台の共鳴周波数を超えた、望ましい周波数帯域では、構造的励起共鳴に対して基本的に取り付け台のゼロ剛性を維持し、また不均衡な状態の力の船体への伝達を軽減するように構成された複数の慣性振動発生器を備える能動型絶縁手段とを備える取り付け台を提供する。

【0017】

50

慣性振動発生器は、市販されており、著しく小型であるという利点を有しており、電力使用量が少なく、これの動作が電磁石よりも本質的に極めて直線的である。動電型慣性振動発生器は当分野でよく知られている。油圧駆動、空気駆動、圧電駆動、電歪/磁歪駆動を使用した他の形態の慣性振動発生器もこの発明に適している。

【0018】

典型的な船舶用の全面据え付けでは、これらの慣性振動発生器から必要とされる、不均衡な状態の力を相殺するための力は、比較的少量であることができる。励起共鳴に対してゼロ剛性を維持するという要件に関しては、これは、励起共鳴が発生させる可能性のある大きな振幅のために、慣性振動発生器から大きな力の要求を課する可能性があり、動電型振動発生器に対抗するものとして、より強力な油圧振動発生器を使用することができる。

10

【0019】

本発明による慣性振動発生器は、適切な制御信号を印加するように上記制御手段に結合されて、慣性振動発生器は、それらの意図された機能を実行するのに必要な力を作り出すようになる。

【0020】

大きな振幅の励起共鳴に対してゼロ剛性を維持する必要から、電磁石または慣性振動発生器に対して最大の力の要求がもたらされる場合がある。しかし、慣性振動発生器を力有効率の極めて高いやり方で使用することができる。これは、問題となる共鳴を選択的に減衰させるように、選ばれた慣性振動発生器を使用することによって達成することができる。不均衡な状態の機械から、問題となっている共鳴に結合されたエネルギーを抜き取るだけでよい。こうした減衰力は、不均衡な状態の力自体よりも大きくなることはなく、一般的に小さく、選ばれた慣性振動発生器からは力の最大能力の小幅な増加しか必要とならない。この選択的減衰の概念を、係属中の国際特許出願第01/84012号明細書および英国特許出願第2361757号明細書に開示しているが、ここでは共鳴を減衰させるために、減衰力が、モード変位に対して90°位相を外して導入される。このようにして共鳴から抜き取られたエネルギーが、不均衡な状態の力から共鳴に結合されたエネルギーとちょうど等しくなったとき、共鳴は決定的に減衰された状態になる。したがって比較的小さな減衰力で充分である。

20

【0021】

このように本発明は、振動絶縁の問題に対して従来技術よりも極めてシンプルな手法であって、複雑さ、したがってコストが大幅に軽減されたさらに優れた動作性能をもたらすことのできる手法を提供する。本発明は、局所的な変位を無視し、機械の剛体モードの反応だけを制御する、比較的少数の制御された取り付け台を使用する。これによって、取り付けられた構造物および機械の励起共鳴が船体に対して力を発生させないことが保証される。

30

【0022】

さらなる実施例では、本発明は機械を取り付け、機械から出る振動を絶縁する取り付け台であって、

機械の静的負荷を支持する受動型弾性手段と、上記受動型弾性手段のまわりに配設された複数の能動型絶縁要素とを備え、能動型絶縁要素は、機械の全ての剛体モードを補償するように、取り付け台の中心軸線に対して傾斜されている取り付け台を提供する。

40

【0023】

本発明の少なくとも1つの好ましい実施形態の主な特徴は以下の通りである。

【0024】

1) このシステムは適切に設計された受動型取り付けシステムであって、ここでは、受動型の取り付け台は、外部要求の力を発生させながら局所的な変位に対してゼロ剛性を維持することができる能動型の要素を加えることによってこれらの動作性能を高める。能動型のシステムがスイッチオフされると、または電源障害が起こると、動作性能は、基本的な受動型取り付けシステムの動作性能に落下する。これは重要な「二重安全」の特色である。

50

【 0 0 2 5 】

2) グローバル制御アルゴリズムが、加速度計およびプロキシミタのアレイからの加速度入力から、支持されている機械の6つの剛体運動を除去する。次いでこれらは、適切に制御された形で、これらの剛体モードを均衡のとれた位置に復元するための、一連の外部要求力を発生させる。

【 0 0 2 6 】

3) グローバル制御アルゴリズムは、これらが、取り付け台の共鳴周波数を越えた周波数に対してしか取り付け台の動作性能を修正しないように設計されており、取り付け台の共鳴周波数以下の状態では、剛度は受動型要素の剛度と正確に一致する。この結果、能動型制御がスイッチオンされても、静的負荷は受動型要素によってしか支持されないようになる。このように、要求力は静的構成要素をもはや必要とせず、複数の慣性振動発生器を電磁石の代わりに使用することができる。

10

【 0 0 2 7 】

4) グローバル制御アルゴリズムを増強して、支持された機械の特定の共鳴の始まりを検出し、この励起共鳴に対して、選択的な減衰力をモード加速に対して90°位相を外して発生させて、振幅を制限することができる。船体に追加の力が発生されないように、こうした減衰力要求は、選ばれた慣性振動発生器に送られる。

【 0 0 2 8 】

5) 本発明のシステムが活動化されると、構造的な励起共鳴の全てが無視され、取り付け台の共鳴周波数を越えた状態では、力の伝達率を極めて早い速度で落下するように調整することができる。この場合も、船体に掛かる力だけが剛体モードを適切に制御された形でこれらの均衡位置に戻すための外部要求の力である。

20

【 0 0 2 9 】

6) 機械を受動型要素によってしか支持していない間に、能動型要素を使用して妨害となる力を導入することによって、特定の共鳴を検出することを含む、電子制御システム全体によって必要とされる全てのパラメータを現場判定することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 0 】

【図1】実際の構造物（ピーク付）と理想的な剛性構造物（単調）との典型的な力の伝達率を示すグラフである。

30

【図2】回転機械用の能動型/受動型取り付けシステムに対する従来技術による提案の概略図である。

【図3】本発明の制御システムのブロック図である。

【図4】本発明で使用する動電型慣性振動発生器の概略的内部図である。

【図5】本発明による取り付け台の第1の好ましい実施形態の斜視図である。

【図6】図5の能動型要素用の制御システムのブロック図である。

【図7】図5の能動型要素用の制御システムのブロック図である。

【図8】本発明による取り付け台の第2の好ましい実施形態の斜視図である。

【図9】本発明による取り付けシステムの概略的斜視図である。

【図10】図1と類似の典型的な力の伝達率を示すが、本発明によって実現することのできる曲線をさらに示すグラフである。

40

【図11】図10の伝達率を修正するためのノッチフィルターの使用を示すグラフである。

【図12】図3のシステムを増強して、減衰力を発生させて、構造的な共鳴を減衰させる本発明の制御システムのブロック図である。

【図13】図12のシステムを実施する、図8の能動型要素用の制御システムのブロック図である。

【図14】鉄鋼、ゴム、およびネオプレンについての力伝達率のグラフである。

【図15】鉄鋼、ゴム、およびネオプレンについての力伝達率のグラフである。

【図16】ゴムについての測定力伝達率と予想力伝達率を示すグラフである。

50

【発明を実施するための形態】

【0031】

次に本発明の好ましい実施形態について、添付図面を参照して説明する。

【0032】

軟性構造物の運動は、正規モードへの重ね合わせとして述べるができる。これらは、6つのゼロ周波数剛体モード、即ち3つの並進モード、つまりうねり、左右揺れ、および上下揺れと、3つの回転モード、つまり横揺れ、縦揺れ、および偏揺れ、ならびに有限周波数の構造的共鳴モードからなる。回転機械用の取り付けシステムの複合取り付け台が6つの剛体モードにしか作用せず、同時に、励起共鳴による変位を無視するように作られている場合、上下揺れモードについての力の伝達率は、図1の単調な下降曲線によって示すようなものとなる。5 Hzの取り付け台共鳴周波数の付近およびこれを下回る状態では、力伝達率は無変化であるが、この周波数を越えた状態では、振動絶縁が大きく向上することが分かる。構造的共鳴のピーク、したがってこれに関連付けられた音響シグネチャは全て消滅しており、力伝達率はdB/ディケードの割合で体系的に落下している。

10

【0033】

これを達成するために、本発明による取り付けシステムは、外部のグローバルな要求と等しい、どのような局所の変位とも無関係である（即ち取り付け台に、局所変位に対する「ゼロ」剛性を効果的に与える）力を加えなければならない。これは、各取り付け台に1つの局所的制御装置を使用することによって達成することができる。これらによって、構造的な励起共鳴を含むどのような局所的振動に対しても「ゼロ剛性」を保証することができ、これによって、これらは力を直接アクチュエータから船体に伝達することができなくなる。このようにして、船体に伝達される力は、外部のグローバル要求力のみとなる。

20

【0034】

図3を参照すると、6つの剛体モードの変位および速度は、支持システムに加速度計およびプロキシマのアレイを装備することによって、30のように判定されるが、これらはそれぞれ、各取り付け点での局所の変位、したがって局所速度を測定することができる。次いでこの出力データを行列変換によって処理して、この6つの剛体モードだけの変位および速度を判定することができる。この処理は、線形運動および角運動の保存の法則を利用して、32のように励起共鳴による影響分を除去する。次いで残っている6つの剛体モードの変位から、34のように適切な数学的モデルを使用して、6つの剛体モードそれぞれについてのモード復元力およびトルクを算出して、これらを適切に制御された形でこれらの均衡位置へと戻すことができる。標準的な受動型剛度の関数を使用して剛体のモード復元力を算出すると、力の伝達率は図1の下降線によって示す通りとなる。

30

【0035】

最後に36のように、機械の6つの剛体モードに対して必要なモード力およびトルクを発生させるための一連の「要求」力を、各複合取り付け台についてそれぞれ計算する。復元力を加えるために、これらの要求力が本発明の取り付け台のアレイ38に加えられる。

【0036】

この「ゼロ剛性」アクチュエータの手法が、モードグローバル制御の法則と併せて本発明の取り付けシステムの基礎を形成する。これは、共鳴の作用をグローバルな観察の段階で除去し、局所的な制御を使用して、剛体モードに必要な力を発生させながら、構造的な励起共鳴または局所的な振動が直接船体に対して力を発生させることを防止することを目的としている。この結果、船体に発生された力だけが、機械の剛体モードを適切に制御された形でこれらの均衡位置に戻すために必要な力であるということになる。

40

【0037】

「ゼロ剛性」をもたらすために本発明で使用している方法は、能動型要素を受動型要素と並列して有し、またこの局所的制御装置を、受動型要素しかない場合に局所変位に反応して発生されることになる力を、能動的に帳消しにするように設計することである。この局所的制御装置は、歪みゲージまたはロードセルまたは他の同等の力測定装置によって測定されるとおりの機械に掛かる力が、外部の「要求」と等しくあり、かつアクチュエ

50

ータが局所的振動に対してこの「ゼロ剛性」を維持することも保証しなければならない。特に、この局所的制御装置は、構造的励起共鳴から直接船体に力を伝えてはならない。

【0038】

次に図9を参照すると、これは、94のように概念的に示す運動(回転、往復動等の)機械のための本発明による取り付けシステムを示している。機械はオープンな剛性枠組みラフト96に取り付けられ、このラフトは、図8にそれぞれを示す、6つの取り付け台98からなる長方形アレイ上に配設されている。各取り付け台のロードセル64は、船舶(図示せず)の船体構造に結合されている。船舶機械94は、主推進ユニットだけでなく、電気発生機、潤滑ポンプ、油圧システム、圧縮空気発生機等も含む。これらは全て共通に単一のラフト96に強固に取り付けられている。これらの機械は全て、このラフトと共に、取り付け台によって支持される構造物を構成する。船舶にこの音響シグニチャを与え、また本発明によって船体から絶縁されるのは、主推進機械自体を含むこの支持されている構造物全体の共鳴である。

10

【0039】

図5を参照すると、これは本発明による取り付け台の斜視図を示しており、回転機械を支持するラフト96に取り付け台を結合するように、円形のラフト取り付けプレート50が設けられている。このプレートは、三角形形状のアクチュエータ取り付けプレート52に結合されており、この頂部は3つの電磁石54用の固定点をもたらす。各電磁石は、電磁石の本体58にアーマチャによって結合された上方取り付けプレート56を備える。各本体58の基部は、さらなる三角形形状のアクチュエータ取り付けプレート60に固定されている。プレート52、60はアクチュエータの中央部に固定されており、プレート52、60の間に取り付けられたエラストマーの塊として形成された受動型要素62を備えている。要素62は、これ自体で機械負荷の重量を支持するように設計されている。機械上に発生された圧縮力およびせん断力と、局所変位によるこれらの力の変化とを測定するように、受動型要素62は三軸ロードセル64に取り付けられている。

20

【0040】

電磁石54である能動型要素は、受動型要素しかない場合に局所の変位に反応して発生されることになる力を帳消しにする力を発生させることが可能でなければならない。これによって、図示のように配置された、取り付け台の中心軸66に向かって角度付けされた最低3つの要素が、想像点69で交差するアーマチャ68同士の軸に対して四面体の構成を画定することが必要となる。

30

【0041】

四面体構成の目的は、所与の大きさと所与の空間内方向とを有する正味の力を発生させることを可能にすることである。これによって、局所的受動型要素によって作り出されたはずの力の垂直成分およびせん断成分が帳消しにされる、つまりゼロ剛性にされることが可能になる。最後に、力の合計として、また取り付け台の完全なアレイから、剛体モードに掛かる正味の並進力が発生される。

【0042】

図9に示す本発明の取り付けシステムは、上述の公知のシステムよりも少数の電磁石しか必要とせず、また機械の総質量が受動型要素に支持されているので、能動型要素はあまり大きな力を発生させる必要がない。さらに、取り付け台の共鳴周波数以下の周波数については、受動型システムの動作性能しかないことを受容する場合は、グローバル制御アルゴリズムが、取り付け台の共鳴周波数よりも高い周波数についての取り付け台の動作性能しか修正しないように設計し、この周波数帯域を下回る状態で、受動型要素の動作性能を正確に適合させることが可能である。これによって、取り付け台の共鳴周波数以下の状態では、動作性能は受動型要素によってしか制御されず、これらの周波数を越えた状態では、取り付け台の振動絶縁の動作性能を必要に応じて修正するようにグローバル制御アルゴリズムを設計できることが保証される。さらに、能動型制御装置がスイッチオンされても、静的負荷は完全に受動型要素によってしか支持されていない状態であり、これによって、能動型要素から必要となる力がさらに縮小される。このことの重要な結果は、能動型要

40

50

素によって発生された力はもはや定常の構成要素を必要としないということである。励起共鳴を含む局所的振動に対してゼロ剛性を維持するためには、適切な周波数を有する交互力しか必要ない。

【 0 0 4 3 】

能動型要素に対する力の要求は2つの考慮事項によって設定される。第一に、剛体モードへの復元力を発生させる必要があり、第二に、励起共鳴に対してゼロ剛性を維持する必要がある。剛体モードへの復元力は、取り付け台の共鳴周波数よりも高い周波数では、運動中の機械によって発生される不均衡な状態の力と同等のものとなる。適切にうまく均衡のとれた状態の機械では、これらの力は、重力の静的力の500分の1未満であることができる。大型の船舶用機械は通常、20トンの最大能力を1つが有する適切な数のゴム製
10
取り付け台に支持されている。したがって、これは、最高±400ニュートン(±20000×10/500)の総力を発生させる能力のある電磁石を必要とする。図5のアクチュエータは垂直線に対して30°傾斜しており、各アクチュエータは、308ニュートン(2×400/(3×cos30))の最大力を発生させる必要があることになる。

【 0 0 4 4 】

励起共鳴に対してゼロ剛性を維持する要件もある。図1で示しているように、関連する機械的増幅が取り付け台の大きな振幅となる可能性があることから、これらの共鳴は船体に対して大きな力を発生させる可能性がある。励起共鳴が取り付け台で大きな振幅の変位を発生させる場合、ゼロ剛性を維持するために大型の電磁石が必要となる。

【 0 0 4 5 】

図5の取り付け台用の、図3に概略を示している制御システムに関して、電磁石の大きな非線形性によって、簡単なフィードバック制御が不満足なものとなる。このことを克服するために、図6および図7で示しているように、より複雑な局所的制御が必要となる。この戦略は、取り付け台の相対的な変位をフィードフォワードすることと、伝達された力をフィードバックすることとの両方を含む。小さな変位に対しては、主な非線形性は電磁石の挙動に由来するが、これは静的であり、精確なモデルを引き出すことができる。この結果、モデル逆転技法を使用してこのシステムを線形化することができる。このタイプの逆転に続いて、局所的な制御装置の目的を満たすように、残留動力に対して標準的な線形方法を適用することができる。この局所的制御装置は要求力および相対的な変異を使用して、可能な限り精確に、デジタル切り換え増幅器によって電磁石用の電流要求を発生させて、受動型要素だけでは発生されてしまう力を能動的に帳消しにする。局所的制御装置の詳細を図7に示している。この局所的制御装置はまた、要求力と測定力の差異を測定する。これは、残留誤差を最小限にするために、フィードバック補償ユニットによって局所的制御装置にフィードバックされる。
20
30

【 0 0 4 6 】

本発明によって、取り付け台の共鳴周波数以下の周波数について、受動型システム動作性能しかないとを受容する場合は、能動型要素によって発生された力はもはや定常の構成要素を必要としない。これによって取り付け台の代替的設計が開かれるが、ここでは、図5の電磁石が、図8に示すような数対の電気力学的振動発生器または油圧慣性振動発生器と替えられて、取り付け台にゼロ剛性を与えるために受動型要素を圧縮または拡張する
40
のに必要な、等しくかつ反対方向の力を発生させる。

【 0 0 4 7 】

次に図8を参照すると、これは本発明による取り付け台の第2の好ましい実施形態の斜視図であるが、図5の部品と類似の部品は、同じ参照数字で示している。図8では、電気力学的慣性振動発生器70が能動型要素として使用されている(このような振動発生器の一形態の内部構造の詳細図を図4に示しており、これについては以下に述べる)。上方取り付けプレート52に、3つの振動発生器70aからなる上方の1組が取り付けられ、下方の三角形状取り付けプレート72に、3つの振動発生器70bからなる下方の1組が、振動発生器の上方の1組の運動に対抗するように取り付けられており、これによって、これらの振動発生器は、プレート54、72の間に圧縮力および張力を及ぼすことができる
50

。慣性振動発生器の軸線同士は、取り付け台の軸線上の単一点で交差する。各振動発生器は、振動発生器本体 7 6 で滑動するアーマチャ 7 4 に結合された取り付けプレート 5 6 を有する。

【 0 0 4 8 】

このような形で慣性振動機を使用することには 3 つの利点がある。第一に、慣性振動発生器は交互力だけを発生させることができることから、もはや受動型要素を予備押圧する必要がない。第二に、慣性振動発生器の動作は電磁石よりも極めて直線的であるので、局所的制御装置の設計がシンプルになり、これらの精度がより優れたものとなる。第三に、これらはより簡単に据え付けられ、市販品目として容易に入手することができる。

【 0 0 4 9 】

電磁石的動電型慣性振動発生器の概略的形態を図 4 に示している。図 4 は、電磁石動電型能動型慣性振動発生器 4 0 を示しているが、これは、磁気軸が垂直である円柱状の永久磁石からなる塊部 4 1 を備えている。この塊部は、ボルト 4 4 によって、ハウジング 4 5 に固定された 2 つの隔壁 4 2 に固定されている。このように、隔壁 4 2 がバネとして作用して、塊部は垂直方向に上下に移動することができる。永久磁石 4 1 は電気コイル 4 3 によって取り囲まれているが、この軸線も垂直であり、ハウジング 4 5 に取り付けられている。コイルに交流が通ると、永久磁石は垂直方向に振動して、ハウジングに垂直方向の振動慣性力を作り出す。交流は、取り付け台用の全体的制御システムからもたらされ、剛性作用を発生させる。

【 0 0 5 0 】

慣性振動発生器に対する力の要求は、剛体モードに掛かる復元力を発生する必要によって、また第二に、励起共鳴に対してゼロ剛性を維持する必要によって設定される。上述の、適切にうまく均衡のとれた状態の機械の事例に戻ると、これらの力は重力の静的力の 5 0 0 分の 1 未満であり得る。このように、最大能力 2 0 トンの受動型要素を取り付け台に変換するためには、慣性振動発生器は、4 0 0 ニュートンの総力を発生させる能力がなければならない。図 8 の取り付け台は垂直線に対して 3 0 ° 傾斜されており、各取り付け台は 7 7 ニュートン ($4 0 0 / 6 \times \cos 3 0$) の力を発生させる必要があることになる。この数値は、図 5 の電磁石の 3 0 8 ニュートンの最大力の 4 分の 1 である。

【 0 0 5 1 】

これよりも要求度の高い要件が、励起共鳴に対してゼロ剛性を維持するために必要である場合がある。励起共鳴が取り付け台で極めて大きな振幅の変位を発生させる場合、ゼロ剛性を維持するために極めて大きな力が必要とされることになる。1 つの可能性として、小型の油圧振動発生器を使用することがあるが、これは、これらが 1 0 0 0 ニュートンの力、即ち不均衡な状態の力だけに対処するのに必要な 7 7 ニュートンという数値のほぼ 1 3 倍を発生させることが可能であるからである。

【 0 0 5 2 】

振動発生器の剛性関数は、電子的に発生されるので、任意の因果的な安定化関数を使用することができる。したがって、図 1 の下降曲線によって示されたものよりさらに絶縁を高めることが可能である。例えば、図 1 0 のさらに急激な下降曲線は、高周波数のロールオフ率が d B / デイケードに向上される関数に対する反応を示しており、取り付け台の共鳴が僅かに減衰される。比較するために図 1 から他の曲線を取り込んでいる。実際には、感知器のノイズによって、達成し得る最高の動作能力が制限されるが、図 1 の動作性能よりも実質的に優れた動作性能を達成できることが期待される。

【 0 0 5 3 】

明らかに、本発明の取り付けシステムは、上述の知られているシステムよりも少数の電磁石しか必要とせず、また機械の総質量が受動型要素に支持されているので、能動型要素はあまり大きな力を発生させる必要がない。さらに、取り付け台の共鳴周波数以下の周波数についての受動型システムだけの動作性能しかないことを受容する場合は、グローバル制御アルゴリズムが、取り付け台の共鳴周波数よりも高い周波数についての取り付け台の動作性能しか修正しないように設計し、この周波数帯域を下回る状態で、受動型要素の動

10

20

30

40

50

作性能を正確に適合させることが可能である。これによって、能動型制御がスイッチオンされても、静的負荷は受動型要素によって完全に支持されたままとなり、これによってさらに能動型要素から必要とされる力が縮小されることが保証される。このことの重要な結果は、能動型要素によって発生された力はもはや定常の構成要素を必要としないということである。励起共鳴を含む局所的振動に対してゼロ剛性を維持するためには、適切な周波数を有する交互力しか必要ない。これは動電型慣性振動発生器または油圧慣性振動発生器を使用することによって達成することができる。

【 0 0 5 4 】

このような形で慣性振動機を使用することには3つの利点がある。第一に、発生される力の変化を、電磁石を通る電流を増大または縮小させることによってプラスにもマイナスにもすることができるように、もはや受動型要素を予備押圧する必要がない。第二に、慣性振動発生器の動作は電磁石よりも極めて直線的であるので、局所的制御装置の設計がシンプルになり、これらの精度がより優れたものとなる。第三に、これらは市販品目として容易に入手することができる。

10

【 0 0 5 5 】

機械に取り付けられた、剛体の動きを検出する加速度計のアレイを使用して、問題となる共鳴の始まり、即ち1つまたは複数の取り付け台で振幅の大きな変位を発生させる共鳴の始まりを検出することも行なう。これは、この共鳴を見つけ出すように選択された重み係数を備えた追加のマトリックス乗算を単に含むにすぎない。ここで、図8に示している3つの慣性振動発生機からなる上方の1組を使用して、同時係属中の国際特許第01/84012号で開示されているやり方で、モード変位に対して90°位相を外して減衰力を導入して、この共鳴を減衰することができる。このようにしてここから抽出されたエネルギーが、不均衡な状態の力からこの中に結合されたエネルギーとちょうど等しいとき、この共鳴は決定的に減衰されることから、比較的小さな減衰力で十分であるはずである。この追加の減衰は、問題が発見された後で、単に「ソフトウェアパッチ」として追加することもできる。これはさらなる潜在的なコスト節約である。

20

【 0 0 5 6 】

選択的減衰には電磁石を使用できないことに留意されたい。これは、電磁石が選択的に励起共鳴を減衰しようとする場合、これらは船体および機械に対して、等しいが反対方向の力を、したがって船体に対して共鳴周波数の力を発生させることによる。

30

【 0 0 5 7 】

好ましい実施形態の制御システムを図12に示している。これは図3のシステムへの「付け重ね」であり、適切な減衰力を発生させるという課題点を特に対象としている。図3の部品と類似の部品は、同じ参照数字によって示している。図12は、この事例では2つの共鳴を減衰させる選択的減衰の基本原理を示している。30で引き出された加速データが行列変換によって処理されて、100のようにモード共鳴のモード速度を判定する。これらの2つのモード速度から、102のようにモード減衰力を算出することができ、これらから最終的に36のように、必要なモード減衰力を発生させるための一連の局部的「要求」力を各取り付け台についてそれぞれ算出する。

40

【 0 0 5 8 】

図8の取り付け台用の局部的制御装置は、図13に示している通りである。「選択的減衰制御の要求力」がない場合は、上方の取り付け台用慣性振動発生器70aと下方の取り付け台用慣性振動発生器70bとは、局部的振動(相対的変位)に対してゼロ剛性を維持し、同時に「剛体制御要求力」によって決定されるように外部の力要求が剛体の運動を制御するよう維持するよう駆動される。しかし、「選択的減衰制御要求力」は、上述の取り付け台用振動発生器だけによって、追加の力を取り付けられた機械に対して発生させて、特定の共鳴を減衰させる。加えられたラフトの力はラフト上で発生された力であり、伝達力は船体に伝えられた力である。上方慣性振動発生器は、船体に伝達されない追加の減衰力を発生させることができることから、これらの2つの力は異なる可能性がある。

【 0 0 5 9 】

50

「ノッチフィルター」を使用することによって、特定の「問題となっている」不均衡な状態の力の伝達をさらに減衰させるために、力の伝達率が調整される。この実施例を図11に示しており、ここで曲線は、30 Hzに集中された鋭いノッチフィルターを示しており、比較するために図10から単調な曲線を取り込んでいる。問題に遭遇してから、この追加のノッチフィルターを単に「ソフトウェアパッチ」として図10のステップ100に加えることもできる。これはさらなる潜在的なコストの節約である。

【0060】

本発明の取り付けシステムは現場較正することができる。機械が受動型要素でしか支持されていない間に、慣性振動発生器を使用して妨害となる力を導入することができる。加速応答を分析するとともに力の入力を測定することによって、問題共鳴を選択的に減衰させるのに用いる、電子制御システム全体によって必要とされる、任意の追加の重み係数を含む全てのパラメータを引き出すことが可能である。

10

【0061】

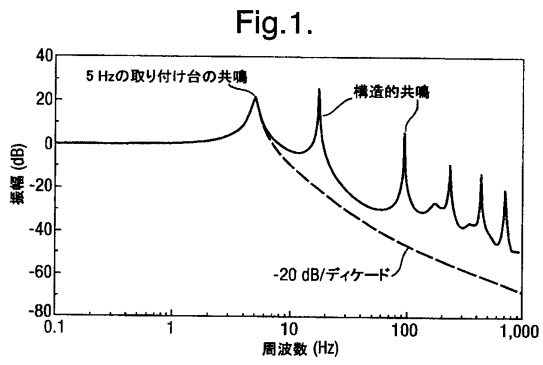
本発明の取り付け台の受動型要素(図5の62)の構造に関しては、受動型要素の3つの候補に対して受動力の伝達率の測定を行なった。即ちスチールコイルバネと、軽度に減衰されたゴムと、より重度に減衰されたネオプレンとに対してである。この結果を図14および15に示している。図11から、スチールコイルバネが最低の内部減衰を、したがって最大の取り付け台の共鳴を有することが分かる。スチールバネの場合、図15は、取り付け台の共鳴(10 Hz前後)だけでなく、約150、340、および360 Hzのより高い周波数のバネ共鳴も表示している。ゴムおよびネオプレンでは共鳴が無いことから、150 Hzを越える周波数では極めて低い力伝達率しかない。-60 dBを下回る状態では、シグナルは機器類の雑音レベルの真下に落下する。全ての事例で250 Hz前後で共鳴が存在する。これは、力の伝達率を上昇させるロードセルの共鳴である。しかし、ゴムおよびネオプレンの場合、この共鳴によって作り出される追加の高周波数絶縁のために、250 Hzを越えた状態では、ロールオフ率は著しく向上する。これは二重の取り付けシステムとして作用する。スチールバネの場合、この向上はこの領域の共鳴によって隠されてしまう。エラストマーを使用すると、スチールコイルバネよりも優れた全体的動作性能がもたらされることが明らかである。天然ゴムは取り付け台の共鳴の直ぐ上の領域では大きなロールオフ率を有し、この優れた引き裂き強度によって船舶環境で好まれる場合が多い。しかし、重要な課題点は、アクチュエータを正確に制御することができるように、これらの3つの候補の反応のモデルをいかに適切に作るかということである。このモデリングをいかに正確に行ったかは、不規則励振についての力の測定出力と予想出力との比較によって示される。図16はゴム製受動型要素についてのこの比較を示している。スチールバネとネオプレンについてのモデリングの精度は概ね類似していたが、これらの詳しい精密さは、特にバネの共鳴周波数付近で誤差が最大になるスチールバネの場合に、あまり良好ではなかった。

20

30

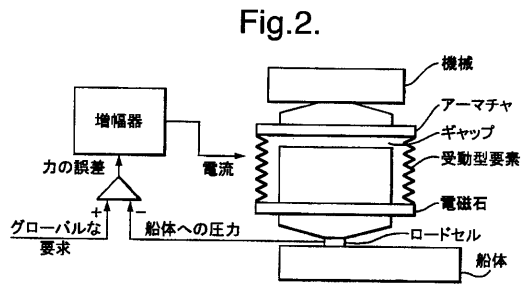
【 図 1 】

図 1



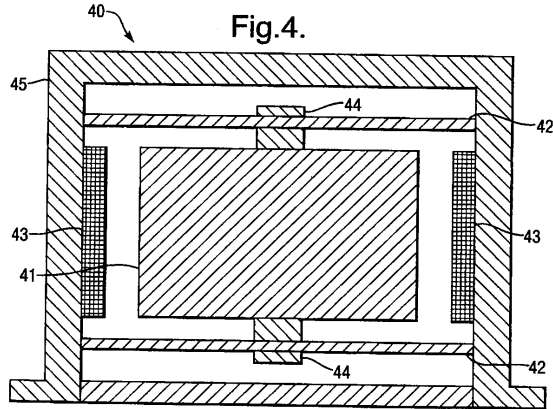
【 図 2 】

図 2



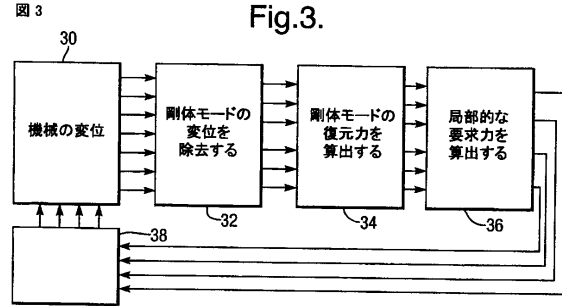
【 図 4 】

図 4



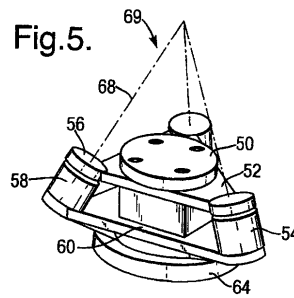
【 図 3 】

図 3



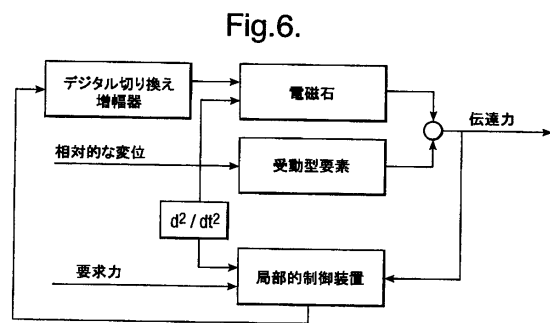
【 図 5 】

図 5



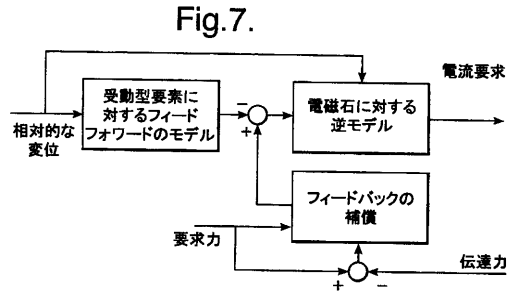
【 図 6 】

図 6



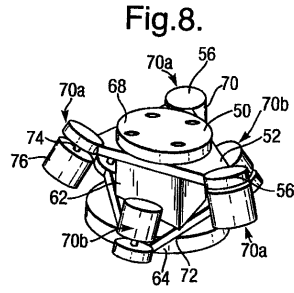
【 図 7 】

図 7



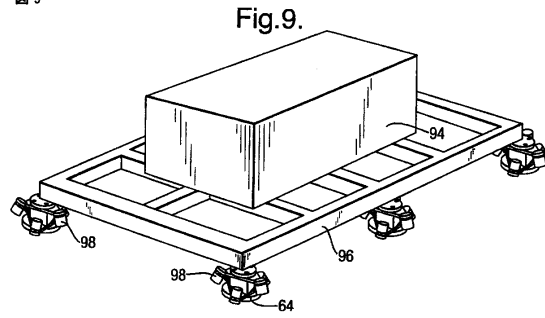
【 図 8 】

図 8



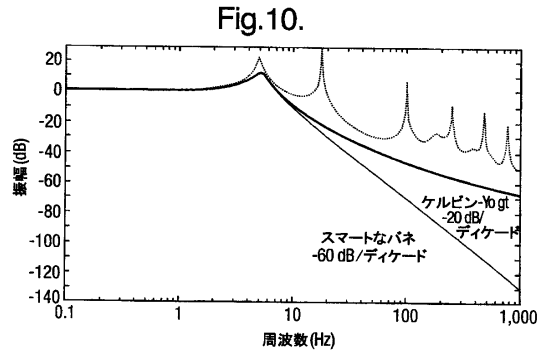
【 図 9 】

図 9



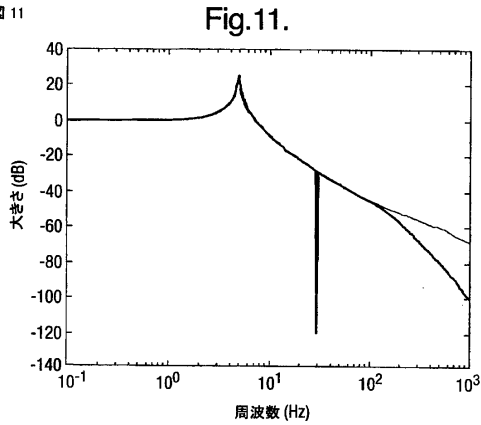
【 図 10 】

図 10



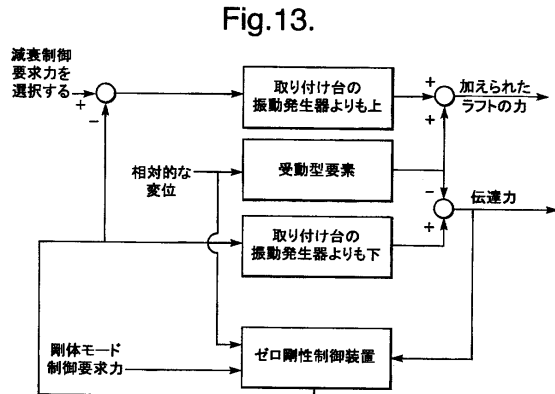
【 図 11 】

図 11



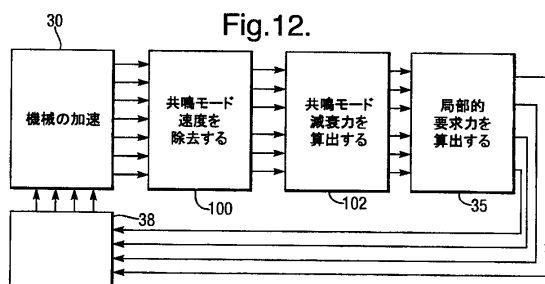
【 図 13 】

図 13



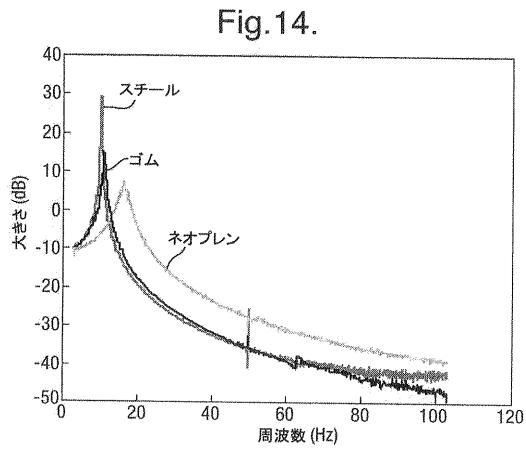
【 図 12 】

図 12



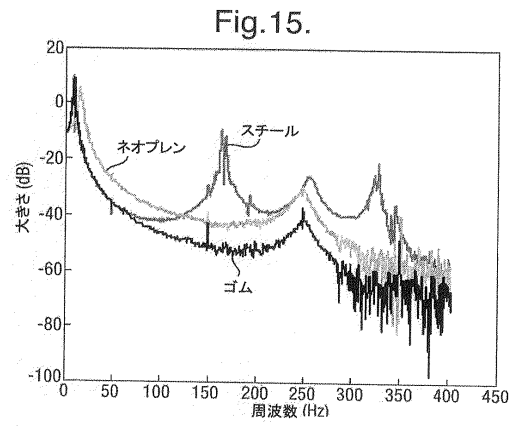
【 図 1 4 】

図 14



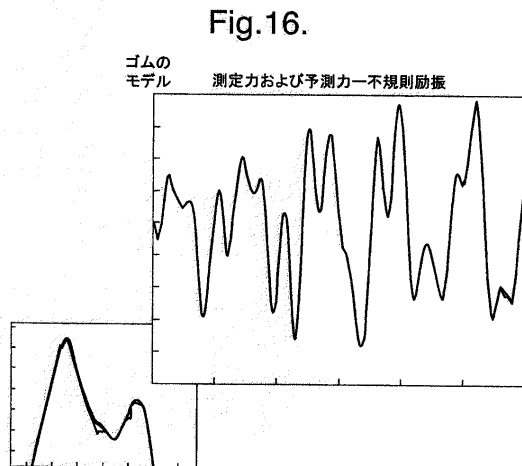
【 図 1 5 】

図 15



【 図 1 6 】

図 16



フロントページの続き

- (72)発明者 フレデリック・ジョンソン
イギリス国、ティーエヌ13・1ピーエル、ケント、セブンオークス、グラッシー・レーン、オテ
ィア・トゥタ(番地なし)
- (72)発明者 ステファン・デリー
イギリス国、エルイー2・5キューエル、レスター、レスター、オードバイ、ビーチ・ロード 2
3

合議体

審判長 富岡 和人
審判官 内田 博之
審判官 小関 峰夫

- (56)参考文献 米国特許第5887858(US,A)
特表2003-509003(JP,A)
特開2002-327791(JP,A)
特開平11-257419(JP,A)
特開平9-129167(JP,A)
特開2000-45569(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F 15/02 , F16F 15/03