

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-331027

(P2005-331027A)

(43) 公開日 平成17年12月2日(2005.12.2)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 57/02

B 6 1 C 9/38

F 1 6 C 33/76

F 1 6 C 35/067

F I

F 1 6 H 57/02

B 6 1 C 9/38

F 1 6 C 33/76

F 1 6 C 35/067

3 O 1 F

C

A

テーマコード (参考)

3 J O 1 6

3 J O 1 7

3 J O 6 3

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2004-149411 (P2004-149411)

(22) 出願日 平成16年5月19日(2004.5.19)

(71) 出願人 000002118

住友金属工業株式会社

大阪府大阪市中央区北浜4丁目5番33号

(74) 代理人 100060829

弁理士 溝上 満好

(74) 代理人 100089462

弁理士 溝上 哲也

(74) 代理人 100116344

弁理士 岩原 義則

(72) 発明者 近藤 修

大阪府大阪市中央区北浜4丁目5番33号

住友金属工業株式会社内

(72) 発明者 乾 利一

大阪府大阪市中央区北浜4丁目5番33号

住友金属工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 鉄道車両用歯車装置及び鉄道車両用台車

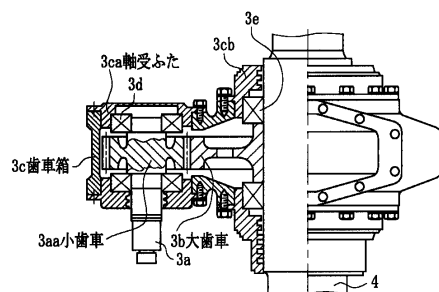
(57) 【要約】

【課題】 大歯車と小歯車の噛み合いによる回転で発生する歯車箱の振動によって小歯車側の軸受ふたが共振するのを低減する。

【解決手段】 鉄道車両用歯車装置3において、小歯車3aa側の軸受ふた3caの固有振動数が、当該鉄道車両の最高車両速度に対応する大歯車3bと小歯車3aaとの噛み合い周波数より大きくなるように、前記軸受ふた3caの板部の剛性を高める。

【効果】 鉄道車両用歯車装置の基本構成の変更や大幅な重量増加を伴わずに、その歯車箱の振動、さらにはこの振動によって生じる騒音を可及的に小さくできる。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

鉄道車両用歯車装置において、

小歯車側の軸受ふたの固有振動数が、当該鉄道車両の最高車両速度に対応する大歯車と小歯車との噛み合い周波数に一致しないように、前記軸受ふたを構成したことを特徴とする鉄道車両用歯車装置。

【請求項 2】

前記軸受ふたの固有振動数が、前記鉄道車両の最高車両速度に対応する大歯車と小歯車との噛み合い周波数より大きくなるように前記軸受ふたを構成したことを特徴とする請求項 1 に記載の鉄道車両用歯車装置。

10

【請求項 3】

前記軸受ふたは、円板状の板部と、該板部の外周部に前記歯車装置の歯車箱に取り付けるための固定部とを備え、

前記板部の剛性を高めた構造であることを特徴とする請求項 2 に記載の鉄道車両用歯車装置。

【請求項 4】

前記板部の剛性を高める構造は、板部の少なくとも一部の板厚を厚くする、或いは、板部に突出部を形成するものであることを特徴とする請求項 3 に記載の鉄道車両用歯車装置。

【請求項 5】

前記板部の剛性を高める構造は、板部に補強リブを設けるものであることを特徴とする請求項 3 に記載の鉄道車両用歯車装置。

20

【請求項 6】

請求項 1 ～ 6 の何れかに記載の鉄道車両用歯車装置を搭載したことを特徴とする鉄道車両用台車。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、鉄道車両用歯車装置において、歯車箱の振動及び騒音を低減可能な歯車装置、及び、この歯車装置を搭載した鉄道車両用台車に関するものである。

30

【背景技術】**【0002】**

近年、鉄道車両に対しては、より一層の高速性が求められているが、高速性を求めると、車両振動が増大するので、振動によって発生する路線周辺への騒音低減、さらには乗客の乗り心地改善等への対応が必要になる。

【0003】

鉄道車両は、図 1 3 に示すように、モータ 1 が発生するトルクを、たわみ軸継手 2 を介して歯車装置 3 の小歯車軸（ピニオン軸ともいう）3 a に伝達し、この小歯車軸 3 a に形成した小歯車 3 a a に噛み合う大歯車 3 b を経て車軸 4 に取り付けられた車輪 5 に伝達し、走行するようになっている。

40

【0004】

ところで、前記歯車装置 3 の内部では、モータ 1 が発生するトルクによって絶えず小歯車 3 a と大歯車 3 b が回転しているため、その回転によって絶えず振動していることになるが、この歯車装置 3 に発生する振動・騒音を低減させる手段としては、たとえば次のようなものがある。

【0005】

1) 歯車吊り装置の動揺を防止する目的で、台車枠の吊り受けに対する吊りリンクの動揺を防止可能な歯車箱吊り装置。

【特許文献 1】特開平 8 - 2 1 6 8 7 7 号公報**【0006】**

50

2) 吊り装置に対して乗り心地改善に必要な軸ばね剛性を付与できる支持装置。

【特許文献2】特開平10-6983号公報

【0007】

3) 軸受構造を改良し、無負荷及び軽負荷時に軸受隙間によるがたつきが原因であるすりこぎ運動に起因して発生する振動や騒音を低減させる歯車装置。

【特許文献3】特開2001-336616号公報

【0008】

4) 歯車装置の支持をピニオン軸の軸心に一致或いは極めて近づけることによりピニオン軸の移動量を小さくしつつ、ブラケットからピニオン軸までの距離を短くすることによって自在継手の変位を小さくし、歯車箱の振動を台車枠に伝えにくくする歯車箱の支持装置。 10

【特許文献4】特開平11-129898号公報

【0009】

これらの発明はいずれも軸受のがたつきを低減させることによって歯車装置の制振を図る、或いは、歯車装置の振動は許容しつつその伝達を阻止することが目的である。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

解決しようとする問題点は、従来の鉄道車両用歯車装置における振動や騒音の低減手段では、大歯車と小歯車が噛み合って発生する歯車箱の振動と、小歯車側の軸受ふたが共振することで、前記振動や騒音が大きくなるという点についての考慮はなされていなかったという点である。 20

【課題を解決するための手段】

【0011】

(大歯車と小歯車の噛み合い周波数と軸受ふたが共振を起こす理由について)

本発明が対象とする歯車装置は回転機械である。回転機械に発生した原因を調査する際、多くの場合はまず測定した振動の時刻歴データに含まれている振動数成分を調査し、これらの振動数と回転速度(回転数)との関係に注目し、その結果を整理・検討する。

【0012】

そこで、まず、発明者らは歯車装置の振動及び騒音の低減を目的に改良案を数多く検討した上で回転試験を行い、その結果を整理したところ、モータ回転数に対して軸受ふたの加速度が特異的に大きくなることを知見した。以下、まず、本発明が対象としている軸受ふたについて説明する。 30

【0013】

図1は鉄道車両用歯車装置の一例を示す図を、公知文献である特開平7-113459号公報から引用したものである。この図1は上ふたを取り外し、かつ、一部を割断して示したものであり、車軸4に固定された大歯車3bと、この大歯車3bと噛み合うモータに連結される小歯車3aとを歯車箱3c内に収容している。

【0014】

この歯車箱3cは車体への取り付け部などを省略しているが、軸受3d, 3eを収容する小歯車側と大歯車側の各軸受ふた3ca, 3cbがボルトによって歯車箱3cに取り付けられている。 40

【0015】

発明者らは、回転試験の結果、前記軸受ふた3ca, 3cbのうちの、図2に示すような断面形状を有する小歯車側の軸受ふた3caに関して加速度が特異的に大きくなることを見出した。

【0016】

図3に歯車装置の回転試験で得られた結果の一例を示す。図3中のaのモータ回転数では、小歯車側の軸受ふたの左右振動(太い実線)が、また、bのモータ回転数では、小歯車側の軸受ふたの上下振動(細い実線)が、同じ図3に示した小歯車軸の上下振動(破線 50

）に比較して特異的に高くなっている。そして、図 3 の c で示した範囲は、モータの回転数から歯車の噛み合い周波数に換算すると、前記軸受ふたが有する固有振動数に極めて近接していることが明らかとなった。

【 0 0 1 7 】

この回転試験の結果から得られる知見を整理すると、一般に歯車の噛み合いによって生じる振動周波数を噛み合い周波数というが、この噛み合い周波数と小歯車側の軸受ふたの固有振動数が共振現象を起こし、図 3 に示した特異的な加速度振動が得られたと推定できるに至った。

【 0 0 1 8 】

ここで、噛み合い周波数 f_G (Hz) とは、車両速度 V (mm/分) から次式で求めることができる。 10

$$f_G = (V / \pi D) \cdot (n / 60)$$

但し、 D : 車輪径 (mm)

n : 大歯車の歯数

【 0 0 1 9 】

次に、発明者らは本発明の対象である歯車装置の実験結果を整理した。図 4 にウォータフォール図を示す。この図 4 は、発生する振動数と、その振幅の大きさ及びモータの回転速度との関係について示した図である。

【 0 0 2 0 】

この図 4 より、モータ回転速度の増加に伴って、大歯車と小歯車の噛み合い周波数は大きくなり、さらにその発生振幅も大きくなることが判明した。一方、小歯車側の軸受ふたの固有振動数は、モータの回転速度の増加に対してその振動周波数は変動せず、また、その振幅も、増減はあるもののモータの回転数には無関係であった。 20

【 0 0 2 1 】

この図 4 を実際の車両走行時に当てはめると、車両速度の増大、すなわち、モータ回転数の増加に合わせて大歯車と小歯車の噛み合い周波数が増加する。そして、この増加している噛み合い周波数が小歯車側の軸受ふたの固有振動数と一致する周波数 (図 4 の A 部) で共振現象が発生して歯車箱すなわち歯車装置の振動は最大となり、さらにこの振動から発せられる騒音が最大となる。

【 0 0 2 2 】

以上のことから、歯車装置の振動や騒音を低減するためには、車両走行速度範囲においては、共振現象を起こす周波数を避けることが必要であることが判る。しかしながら、大歯車と小歯車の噛み合い周波数によって生じる歯車装置の振動は避けることができないため、歯車装置の振動や騒音の低減には、もう一つの原因、すなわち小歯車側の軸受ふたの固有振動数を変更して、共振現象を避けることが必要となる。 30

【 0 0 2 3 】

本発明の鉄道車両用歯車装置は、前述の知見に基づいてなされたものであり、

歯車箱の振動及び騒音を可及的に低減するため、

小歯車側の軸受ふたの固有振動数が、当該鉄道車両の最高車両速度に対応する大歯車と小歯車との噛み合い周波数に一致しないように、前記軸受ふたを構成した点を最も主要な特徴としている。 40

【 0 0 2 4 】

前記共振現象は、経験的に固有振動数の $\pm 10\%$ の範囲で発生するので、固有振動数の $\pm 10\%$ の範囲の周波数と噛み合い周波数が一致しないようにする必要がある。従って、前記本発明において、小歯車側の軸受ふたの固有振動数が噛み合い周波数に一致しないとは、固有振動数の $\pm 10\%$ の範囲と対象とする噛み合い周波数が重ならないことを意味するものとする。

【 0 0 2 5 】

鉄道車両用歯車装置の場合、速度が速くなるにつれて噛み合い周波数も上昇し、それに伴って振動や騒音も大きくなるため、最高車両速度に対応する噛み合い周波数が前述の小 50

歯車側の軸受ふたの固有振動数に重ならないことが振動や騒音の低減に最も重要である。さらに、前記固有振動数を、鉄道車両の最高車両速度に対応する噛み合い周波数より大きくすれば、車両走行速度の全ての範囲に対応する噛み合い周波数と前記固有振動数が重ならないことになり、より確実に振動、騒音を防止することができ、望ましい。これが第2の本発明の鉄道車両用歯車装置である。

【0026】

ここで、鉄道車両用歯車装置の場合、前述の噛み合い周波数は車輪径によって変動するが、このことは、新製品時と車輪が摩耗した状態では異なる噛み合い周波数となることを意味する。一般に、車輪が摩耗して交換する時期は、車輪径が新品に比べ10%程度小さくなった時であるが、車輪径が小さくなると噛み合い周波数は上昇する。

10

【0027】

従って、車輪が摩耗した状態でも噛み合い周波数が小歯車側の軸受ふたの固有振動数と重ならないようにするためには、新製品時に、鉄道車両の最高車両速度に対応する噛み合い周波数よりさらに10%高い周波数と前記固有振動数とが一致しないような軸受ふたとしておくことがより望ましい。

【0028】

(小歯車側の軸受ふたの固有振動数について)

図2に示した小歯車側の軸受ふた3caは、円板状の板部Pを有する構造になっている。その板部Pの板厚と径は対象とする歯車装置によって相違するが、公知文献(亘理厚「機械振動」丸善株式会社、昭和50年)によると、円板の固有振動数fは次式で求めることができる。

20

$$f = \omega / 2\pi$$

$$\text{但し、} \omega = \lambda_{ns} \cdot a / R^2, \quad a = h (E / 12\rho (1 - \sigma^2))^{1/2}$$

ここで、R：円板の半径、h：板厚、E：ヤング率、ρ：密度、σ：ポアソン比で、λ_{ns}は円板の振動様式によって決まる係数である。参考のため、先に示した公知文献からその振動様式を図5に、また、係数表を下記表1に示す。なお、図5において、nは直径方向の節の個数、sは周方向の節の個数である。

【0029】

【表1】

n \ s	1	2	3
0	10.17	39.76	88.83
1	21.27	60.80	120.56
2	34.85	88.35	157.91

30

【0030】

一般の円板では固有振動数は無限にある。すなわち、λ_{ns}は無限に求めることができるが、前述の小歯車側の軸受ふたでは最小の固有振動数が共振周波数の範囲に入らないことが必要である。前記表1から最小の固有振動数とは、n=0、s=1よりλ_{ns}=10.17として求めることができる。

40

【0031】

(共振周波数を変更する方法について)

先に説明した円板の固有振動数を求める関係式から、半径が決まった場合の前記軸受ふたの固有振動数を変更するには、(1)板厚(前述の円板の固有振動数を求める式中のh)を変更する、(2)板部の物性(E、ρ)を変更する手段が考えられる。

【0032】

このうち、(2)の板部の物性を変更する場合には、材質を変更することになるが、軸

50

受ふたは鉄道車両用部品を構成する部品であることから、強度等の信頼性を考慮すると、従来から使用している材質を変更することは容易ではない。そのため、経験的に用いられている手段として、(3)軸受ふたの板部の剛性を変更する手段が考えられる。

【0033】

この手段を実際に適用するためには、(1)に示した板厚を変更するだけでなく、(3')部分的に板厚を変更し、板部の剛性を変更することが考えられる。

ところで、前記軸受ふたの固有振動数を変更する際には、その固有振動数を上げる場合と、下げる場合が考えられるが、本発明の場合、固有振動数を下げると、(a)車両走行速度が遅い場合の噛み合い周波数に一致し、共振する可能性がある。(b)車両最高速度に達する過度的な速度にて大歯車と小歯車の噛み合い周波数と一致し、共振する可能性がある。(c)強度上の問題が発生する恐れがある。などの問題点がある。 10

【0034】

従って、軸受ふたに生じる固有振動数の変更には、固有振動数を大きくすることが望ましく、そのためには板厚を厚くする等して板部の剛性を高める必要がある。これが第3の本発明の鉄道車両用歯車装置である。

【0035】

しかしながら、その際、単純に板部の板厚を厚くすると、軸受ふたの重量、さらには当該軸受ふたを取り付けた駆動装置の重量が増加し、近年、要求されている車両部品の軽量化に反することになってしまうことから、軸受ふたの板部の板厚を部分的に厚くする、板部に突出部を形成する、または、板部に補強リブを設けることで前記板部の剛性を部分的に上げることがより望ましい。これが第4及び第5の本発明の鉄道車両用歯車装置である。 20

【0036】

なお、この板厚を厚くする、または、剛性を上げる部分は、軸受ふたの板部であれば、外側すなわち箱表面側、或いは、内側すなわち箱内面側のいずれでも良いことは言うまでもない。

【0037】

上記の本発明に係る鉄道車両用歯車装置を搭載した鉄道車両用台車にあっては、歯車装置の基本構成の変更や大幅な重量増加を伴うことなく、歯車箱に発生する振動や騒音を軽減できることから、必然的に台車の基本構成の変更や大幅な重量増加を伴わずに振動や騒音を軽減できるようになる。 30

【発明の効果】

【0038】

本発明によれば、鉄道車両用歯車装置の基本構成の変更や大幅な重量増加を伴うことなく、その歯車箱の振動、さらにはこの振動によって生じる騒音を可及的に小さくできるので、台車の基本構成の変更や大幅な重量増加を伴わずに台車の振動や騒音が防止され、更なる鉄道車両乗り心地の向上や騒音環境問題に対して大きな効果を奏する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0039】

以下、本発明の鉄道車両用歯車装置を実施するための形態について図6～図10を用いて説明する。なお、以下の説明において、軸受ふたとは、小歯車側の軸受ふたを言うものとする。 40

【0040】

図6～図10は本発明の鉄道車両用歯車装置の特徴である軸受ふたを説明する図で、図6に示した例は、軸受ふた3caにおける板部Pの全体の板厚tを、図6に想像線で示した従来の軸受ふた3caにおける板部Pの全体の板厚t1よりも厚くすることで、板部Pの剛性を従来よりも高くしたものである。

【0041】

また、図7に示した例は、軸受ふた3caにおける板部Pの外側中央部分に、縦断面が平板状の突出部Paを形成したものの、図8に示した例は、軸受ふた3caにおける板部P 50

の外側全域に、縦断面が凸湾曲状の突出部 P b を形成したものであり、これらの突出部 P a , P b により板部 P の剛性を従来よりも高くしている。なお、突出部 P b の大きさは板部 P の外側中央部分に形成してもよく、必要に応じて選択すればよい。

【 0 0 4 2 】

また、図 9 に示した例は、軸受ふた 3 c a における板部 P の外側に側面視十字状の補強リブ P c を設けたもので、この補強リブ P c により板部 P の剛性を従来よりも高くしている。この補強リブ P c の形状は、図 9 に示したような側面視十字状のものに限るものではなく、図 10 に示したような形状の補強リブでも良い。

【 0 0 4 3 】

なお、前記板厚 t、突出部 P a , P b や補強リブ P c の厚みは、図 2 に示した従来の軸受ふた 3 c a における取り付け面からの高さ H に依存するものではない。また、環境問題を考慮した鉄道高速化には、車両の軽量化が一つの手段であるため、その観点から、軸受ふたの材質は鉄に限らず、アルミニウム合金などでも良い。

【 0 0 4 4 】

以上説明した本発明に係る歯車装置では、歯車装置の基本構成を変更することなく、また、重量を可及的に増加することなく、歯車箱に発生する振動や騒音を軽減できることから、台車の振動や騒音軽減を、台車の基本構成を変更することなく、また、大幅に重量を増加することなく行える。

【実施例】

【 0 0 4 5 】

以下、本発明の効果を確認するために、前述の回転試験を行って図 3 の結果を得たものと同型の歯車装置を用いた加振試験を実施した。加振試験は、例えば公知文献である「モード解析ハンドブック」(モード解析ハンドブック編集委員会編、コロナ社、2000年)に示されているような一般的な方法にて行った。図 11 にその説明図を示す。

【 0 0 4 6 】

対象構造物 6 の加速度評価点には予め加速度計 7 を取り付けておき、力変換器 8 a 付のハンマ 8 で打撃することによって対象構造物 6 にインパルスを与え、同時に加速度計 7 の出力を得る。そして、このハンマ 8 の加振力と対象構造物 6 の振動加速度から F F T (高速フーリエ変換) 解析器 9 を通して周波数応答関数 10 あるいは伝達関数を求め、対象構造物 6 の固有振動数、さらには F F T 解析器 9 の出力からモード変形図等を出力する。ここに、ハンマが対象構造物に与えるインパルスは広帯域の周波数成分を有するため、歯車箱の周波数応答を評価するには十分である。

【 0 0 4 7 】

従来の軸受ふたと本発明の軸受ふたを取り付けた歯車箱を用意し、前述の加振試験方法に沿って加振試験を行い、軸受ふたを対象とした加速度応答を測定した結果を示す。ここで、歯車箱は加振試験に最も影響を及ぼさないとと思われる点(孔部)にてワイヤで吊り下げ、大歯車側の軸受ふた取り付け部をインパクトハンマで加振し、軸受ふた中心位置の加速度応答を測定した。

【 0 0 4 8 】

加振試験の結果を図 12 に示すが、本発明品を使用した場合(実線)には、従来品を使用した場合(破線)に最大加速度となった周波数の前後 10 % の範囲の、共振周波数域での加速度を大幅に低減することができた。そして、従来品を使用した場合に最大加速度となった周波数では、加速度はその 1 . 2 % となっていた。

【 0 0 4 9 】

本発明は上記の例に限らず、各請求項に記載された技術的思想の範囲内で、適宜実施の形態を変更しても良いことは、言うまでもない。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 5 0 】

以上の本発明は、鉄道車両用の歯車装置に限らず、どのような歯車装置にも適用できる。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【0051】

【図1】歯車装置の基本構成を説明する図である。

【図2】軸受ふたの説明図である。

【図3】回転試験の結果を示した図である。

【図4】回転試験の結果から得られるウォータフォール図である。

【図5】公知文献に示された振動様式の図である。

【図6】本発明の鉄道車両用歯車装置の特徴である小歯車側の軸受ふたで、板厚を厚くしたものを示した図で、(a)は縦断面して示す正面図、(b)は側面から見た図である。

【図7】軸受ふたの板部の中央に縦断面が平板状の突出部を設けた場合の、図6と同様の図である。 10

【図8】軸受ふたの板部に縦断面が湾曲状の突出部を設けた場合の、図6と同様の図である。

【図9】軸受ふたの板部に補強リブを設けた場合の、図6と同様の図である。

【図10】(a)(b)は本発明の鉄道車両用歯車装置の特徴である小歯車側の軸受ふたに設ける補強リブの他の例を示した図である。

【図11】加振試験の説明図である。

【図12】加振試験の結果を従来品と発明品を比較して示した図である。

【図13】歯車装置及び輪軸、モータの説明図である。

【符号の説明】 20

【0052】

3 歯車装置

3 a a 小歯車

3 b 大歯車

3 c 歯車箱

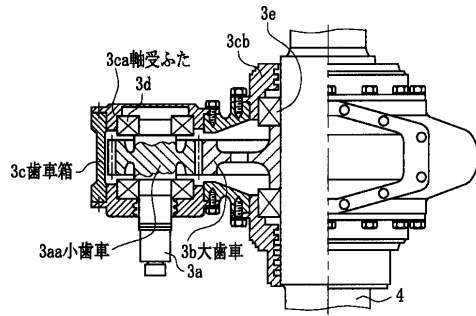
3 c a 軸受ふた

P 板部

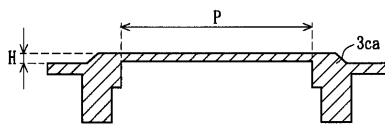
P a、P b 突出部

P c 補強リブ

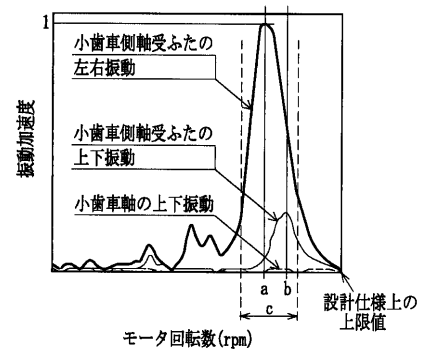
【図 1】



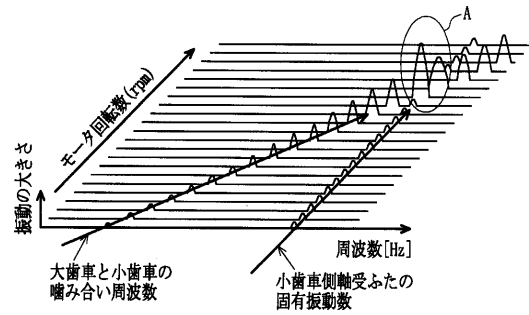
【図 2】



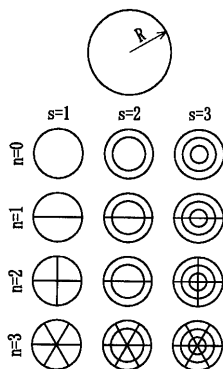
【図 3】



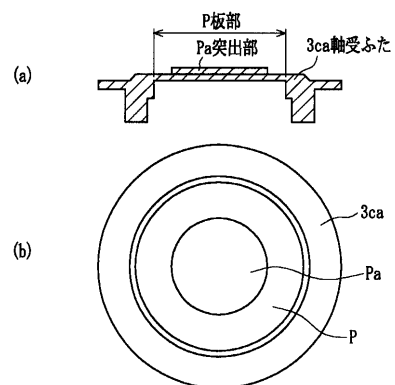
【図 4】



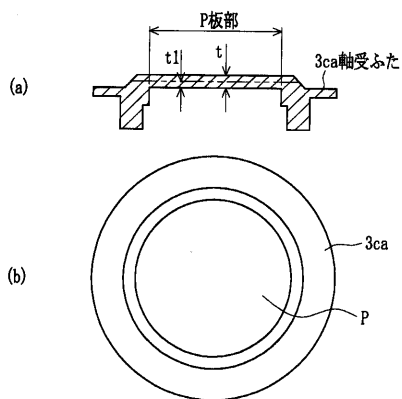
【図 5】



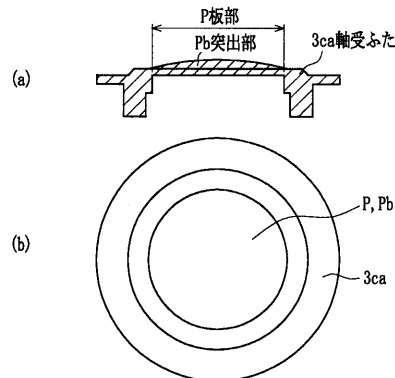
【図 7】



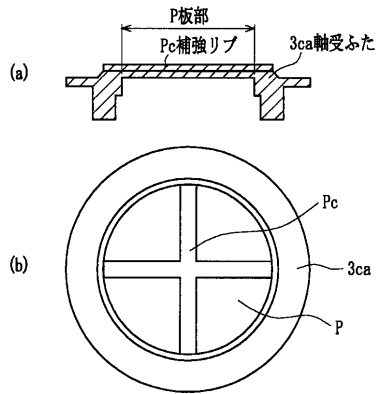
【図 6】



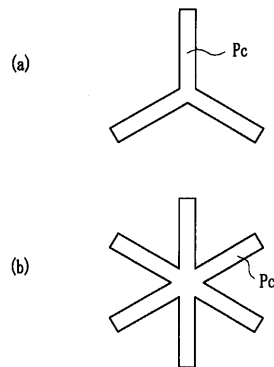
【図 8】



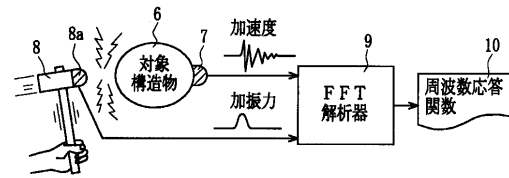
【図 9】



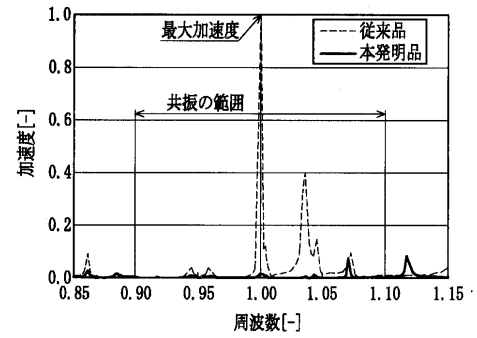
【図 10】



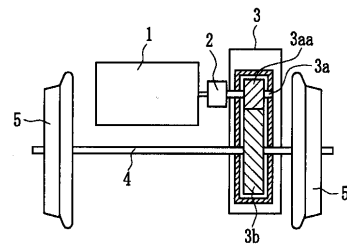
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

F ターム(参考) 3J016 AA02 BA02 CA04
3J017 AA05 DA01 DB07
3J063 AA07 AB02 AC01 BA09 CD41 XB07