

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号  
特許第4112067号  
(P4112067)

(45) 発行日 平成20年7月2日(2008.7.2)

(24) 登録日 平成20年4月18日(2008.4.18)

(51) Int.Cl.  
F 1 6 D 65/02 (2006.01)

F 1  
F 1 6 D 65/02 E

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願平10-87753	(73) 特許権者	000005108
(22) 出願日	平成10年3月31日(1998.3.31)		株式会社日立製作所
(65) 公開番号	特開平11-287266		東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
(43) 公開日	平成11年10月19日(1999.10.19)	(74) 代理人	100064908
審査請求日	平成17年3月28日(2005.3.28)		弁理士 志賀 正武
		(74) 代理人	100089037
			弁理士 渡邊 隆
		(72) 発明者	高野 淳
			神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3号 トキコ株式会社内
		(72) 発明者	久米村 洋一
			神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3号 トキコ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ディスクブレーキ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両の非回転部に固定された鋳鉄製のキャリアと、車輪と一体に回転するディスクの両側に配置されかつ該ディスクの軸方向に移動自在に前記キャリアにより支持された一対のパッドと、前記一対のパッドをまたぐように設けられて該一対のパッドを前記ディスクの両面に押圧するキャリパとを備えてなり、

前記キャリアは、前記ディスクに対してディスク軸方向の車体内側には前記ディスク周方向に離間して配置される一対のインナーアームと、前記ディスクに対してディスク軸方向の車体外側には前記ディスク周方向に離間し前記インナーアーム部材と対向して配置される一対のアウトアームと、前記ディスクを挟んで対向する各インナーアームとアウトアーム同士を前記ディスクの外周を跨いで一体的に連結するディスクパス部と、前記インナーアームのディスク径方向の内側で前記インナーアーム同士を連結し前記非回転部に固定するための取付穴を有して前記インナーアーム及びアウトアームの幅よりも長く形成されたインナービームと、該インナービームに対して前記ディスクを挟んで対向し前記アウトアームのディスク径方向の内側で前記アウトアーム同士を連結するアウトアームとからなる車両用ディスクブレーキにおいて、

前記キャリアの不拘束振動モードのうちの、前記キャリアの長手方向の前記ディスク軸線と平行な第1の軸線を中心として、前記パッドの制動トルクを受ける前記キャリアの前記インナーアーム及びアウトアーム同士が拡開して振動する曲げモードと、キャリアの長手方向を第2の軸線とし、前記パッドの制動トルクを受ける前記キャリアの前記インナ

ーアーム及びアウトアームが前記第2の軸線まわりにディスクの回入側と回出側とで逆向きに回転して振動するねじれモードとのそれぞれの固有振動数の差を300Hz以上に広げたことを特徴とするディスクブレーキ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両等の制動用に用いられるディスクブレーキに関する。

【0002】

【従来の技術】

自動車等の車両の制動装置としてディスクブレーキが用いられるが、このディスクブレーキは、車輪と一体的に回転するディスクの両側に一對のブレーキパッドを設け、この一對のブレーキパッドを車体の非回転部分に固定して設けたキャリアによってディスク軸方向に移動可能に支持し、ブレーキペダルが操作（踏み込み）されたときには、前記キャリアによってディスク軸方向に移動可能に支持された一對のブレーキパッドをそれぞれディスクに押しつけ、これにより、回転するディスクに制動力を与えるものである。

上述のようなディスクブレーキにおいては、ブレーキパッドをディスクに押しつけ作動させると、ディスクブレーキから鳴き音が生じることがある。このブレーキ鳴き音は、耳障りでありドライバーに不快感を与えるため、その対策が求められている。

【0003】

ところで、本願発明者等は、上記ディスクブレーキについて鳴き評価試験を行い、そのブレーキ鳴き音を分析した。その結果、低周波領域（例えば、1.8kHz）の鳴き音については、キャリアの振動の寄与がディスクブレーキの他の各部の振動に比して大きいことを見いだした。これから、上記所定低周波の鳴き音については、キャリアの振動が大きく影響していることが推定される。

【0004】

そして、このキャリアは、ディスクに対してディスク軸方向の車体内側（インナー側）に、ディスクの両側に配置された一對のブレーキパッドのうちインナー側のブレーキパッドのディスク軸方向の移動を案内するためのガイド部が形成されたインナーアーム部を、ディスクの周方向に離間させて当該ガイド部同士が対向するように一對配置し、また、ディスクに対してディスク軸方向の車体外側（アウトアーム側）には、ディスクの両側に配置された一對のブレーキパッドのうちアウトアーム側のブレーキパッドのディスク軸方向の移動を案内するためのガイド部が形成されたアウトアーム部を、ディスクの周方向に離間させて当該ガイド部同士が対向するように、かつディスクを挟んで前記インナーアーム部とも対応するように一對配置してなり、各インナーアーム同士はディスク径方向の内側でインナービームによって接続され、各アウトアーム同士はディスク径方向の内側でアウトアームによって接続されているとともに、ディスクを挟んで対応する一のインナーアームとアウトアーム同士は、ディスク外周を跨ぐディスクパス部によって接続された構成となっている。

そして、このように構成されたキャリアは、インナービーム部に形成された取付穴にボルト通し、車体の非回転部分のナックルに固定されるようになっている。

そのため、従来、このような構成からなるキャリアに施すブレーキの鳴き対策としては、キャリアの変形の大きい部分を補強してキャリアの剛性を上げることが知られているが（特開平7-259901号公報参照）、この対策案は、上記所定低周波の鳴き音においてキャリアの振動が大きく影響しているということを考え合わせると、振動自体を抑えられることから、十分にその効果を発揮することが予想される。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、実際には、このようなキャリアの一部を補強するという振動対策を施しても、低周波のブレーキ鳴き音が減少しない場合があった。

これについて、本願発明者等はさらに鋭意研究を行った結果、キャリアの振動の寄与によ

10

20

30

40

50

るブレーキ鳴きは、キャリアの振動に複数の基本振動モードが混在し、それらが互いに影響し合うことで生じていたことを突き止めた。つまり、キャリアZの基本振動モードには、図10(a)に示すキャリアの長手方向Laを軸線とし、ディスクパス部によって接続されたブレーキパッドの制動トルクを受けるインナーアーム及びアウターアームがその軸線Laまわりに図中矢示したようにディスクの回入側と回出側とで逆向きに回動して振動するねじれモードと、図10(b)に示すキャリアの長手方向Laに直交するディスク軸線と平行な軸線Lbを中心として、ディスクパス部によって接続されたブレーキパッドの制動トルクを受けるインナーアーム及びアウターアームが拡開して振動する曲げモードが混在し、これらが互いに影響し合うことで、キャリアZが自励振動を起こしていることがわかった。

10

#### 【0006】

より具体的に言うと、従来のキャリアZへの補強による鳴き対策が施されたにもかかわらずブレーキ鳴きがあまり解消されないディスクブレーキについて、キャリアの調査を行ってみると、補強した後の曲げモードとねじれモードとのキャリアの固有振動数の差が、補強される前のものに比べて小さくなっており（後に説明する）、複数の基本振動モードが互いに影響し合うことによる自励振動の抑制にはあまり寄与していないことがわかった。なお、図10において、Dは制動対象となるディスクを示す。

#### 【0007】

本発明は、上記知見に基づきなされたものであり、他の部品等を付加することなく、またコストや重量をアップすることなく、低周波のブレーキ鳴きを大幅に低減させることができるディスクブレーキを提供することを目的とする。

20

#### 【0008】

##### 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、請求項1記載の発明のディスクブレーキは、車両の非回転部に固定された鋳鉄製のキャリアと、車輪と一体に回転するディスクの両側に配置されかつ該ディスクの軸方向に移動自在に前記キャリアにより支持された一対のパッドと、前記一対のパッドをまたぐように設けられて該一対のパッドを前記ディスクの両面に押圧するキャリアとを備えてなり、前記キャリアは、前記ディスクに対してディスク軸方向の車体内側には前記ディスク周方向に離間して配置される一対のインナーアームと、前記ディスクに対してディスク軸方向の車体外側には前記ディスク周方向に離間し前記インナーアーム部材と対向して配置される一対のアウターアームと、前記ディスクを挟んで対向する各インナーアームとアウターアーム同士を前記ディスクの外周を跨いで一体的に連結するディスクパス部と、前記インナーアームのディスク径方向の内側で前記インナーアーム同士を連結し前記非回転部に固定するための取付穴を有して前記インナーアーム及びアウターアームの幅よりも長く形成されたインナービームと、該インナービームに対して前記ディスクを挟んで対向し前記アウターアームのディスク径方向の内側で前記アウターアーム同士を連結するアウタービームとからなる車両用ディスクブレーキにおいて、前記キャリアの不拘束振動モードのうちの、前記キャリアの長手方向の前記ディスク軸線と平行な第1の軸線を中心として、前記パッドの制動トルクを受ける前記キャリアの前記インナーアーム及びアウターアーム同士が拡開して振動する曲げモードと、キャリアの長手方向を第2の軸線とし、前記パッドの制動トルクを受ける前記キャリアの前記インナーアーム及びアウターアームが前記第2の軸線まわりにディスクの回入側と回出側とで逆向きに回動して振動するねじれモードとのそれぞれの固有振動数の差を300Hz以上に広げたことを特徴とする。

30

40

このディスクブレーキでは、ねじれモードと曲げモード相互の固有振動数の差が大きくなっているので、キャリアの基本振動モードが互いに影響し合うことで自励振動が大きくなるといった現象を未然に防止できる。

#### 【0010】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

50

図１～図４は本発明に係るディスクブレーキの実施の形態を示す。図１はディスクブレーキの正面図であり、図中符号１は車両の非回転部に固定されるキャリアを示す。このキャリア１には、図２に示すように車輪と一体に回転するディスク３の両側に位置するように配置されたブレーキパッド２、２が、ディスク軸方向に移動可能に支持されている。図１において、２ａ、２ａはパッドガイドで、後述のキャリア１に形成されたガイド部に嵌合され、パッド２、２のディスク軸方向の円滑な移動を案内する。また、キャリア１には、キャリア６が図示せぬスライドピン機構によってディスク軸方向に移動自在に設けられている。

#### 【００１１】

キャリア６は、ディスク３に対してディスク軸方向の車体内側（インナー側）にはシリンダ６ａが形成され、シリンダ６ａ内には図示せぬブレーキペダルが踏み込まれるとシリンダ６ａ内に供給されるブレーキ液によってディスク３側に移動し、インナー側のパッド２をブレーキディスク３のインナー側盤面を押圧するように移動させる、ピストン５が内蔵されている。

10

また、キャリア６は、前記ディスク３の外周側を跨いでディスク軸方向の車体外側（アウター側）にも延び、爪６ｂがディスク径方向内側に延びるように形成され、アウター側のパッドの背面（ディスク３と反対側の面）に当接している。

したがって、図示せぬブレーキペダルが踏み込まれると、ピストン５がインナー側のパッド２をディスク３に押圧し、その際の反作用でキャリア６がキャリア１に対してインナー側に相対移動し、爪部６ｂがアウター側のパッド２をディスク３のアウター側盤面に押圧して、パッド２、２でディスク３を両側から挟持することにより、制動力が発生するようになっている。

20

#### 【００１２】

前記キャリア１は、図４にその概略を示すように、ディスク３のインナー側に、ディスク周方向に離間して配置された一対のインナーアーム１ａ、１ａと、ディスク３のアウター側に、ディスク周方向に離間して前記インナーアーム１ａ、１ａと対向するように配置されたアウターアーム１ｂ、１ｂとを備え、インナーアーム１ａ、１ａ、およびアウターアーム１ｂ、１ｂには、それぞれディスク弦方向に対向するように一対のガイド部１ａｇ、１ａｇ、１ｂｇ、１ｂｇが形成され、前述したパッドガイド２ａ、２ａが嵌合されるようになっている。そして、ディスク３を挟んで対向する各インナーアーム１ａとアウターアーム１ｂ同士は、ディスク３の外周を跨ぐように配置されたディスクパス部１ｃ、１ｃによって一体的に連結され、また、各インナーアーム１ａ、１ａ同士はディスク径方向の内側でインナービーム１ｄによって一体的に連結され、各アウターアーム１ｂ、１ｂ同士はディスク径方向の内側でアウタービーム１ｅによって一体的に連結され、インナーアーム１ａ、１ａ、アウターアーム１ｂ、１ｂ、インナービーム１ｄおよびアウタービーム１ｅは、ディスク軸方向およびディスク周方向からみて図１および図３に示すようにコ字状となっている。そして、このように構成されてなるキャリア１は、インナービーム１ａに形成された取付穴１ｆにボルトを通し、車体の非回転部分としてのナックルに固定されるようになっている。

30

#### 【００１３】

40

そして、取付穴１ｆによって車体の非回転部分としてのナックルに固定される、キャリア１の唯一の固定部分としてのインナービーム１ｄの断面形状は、図３に示すように、上下に大フランジ部１０ａ、１０ｂを有するとともにその中央に小フランジ部１０ｃを有し、それらがリブ１０ｄで互いに連結されてなる「王」の字状になっている。

ここで、比較のため、図１１に従来のキャリア２０のインナービーム（内側のビーム）２１を示す。この従来のキャリア２０のインナービーム２１の断面形状は、側方に突出部２１ａを有する単なる略方形状となっている。

本実施形態のキャリア１のインナービーム１ｄは、上述した従来の断面略方形状のインナービーム２１に比べて、断面二次極モーメントは同程度であるものの、断面二次モーメントが大きくなるように設定されている。具体的には、ねじり（断面二次極モーメント）に

50

に対する曲げ（断面二次モーメント）の比（断面二次モーメント／断面二次極モーメント）が、0.75に設定されている。ちなみに、図11に示す従来のキャリア20のインナービームは、ねじり（断面二次極モーメント）に対する曲げ（断面二次モーメント）の比が0.57であった。

#### 【0014】

次に上記構成のディスクブレーキの作用について説明する。

上記構成のディスクブレーキでは、図示せぬブレーキペダルが踏み込まれると、キャリア6に装備されたシリンダ6aに圧油が供給され、ピストン5がシリンダ6aの外方へ移動して一方のパッド2をディスク3の一面に圧接し、また、その反力によってキャリア6の爪部6bで他方のパッド2をディスク3の他面に圧接し、これにより、回転するディスク3に制動力を与える。

#### 【0015】

ここで、このディスクブレーキのキャリア1は、インナービーム1dのねじり（断面二次極モーメント）に対する曲げ（断面二次モーメント）の比（断面二次モーメント、／断面二次極モーメント）が、0.75に設定されており、図11に示す従来のディスクブレーキのキャリア20のインナービーム21に比べ、ねじり（断面二次極モーメント）に対する曲げ（断面二次モーメント）を高く設定してある。

このようにインナービーム1dの断面二次モーメントを大きく設定しているため、同インナービーム1dを備えるキャリア1の不拘束状態の基本振動モードは、「ねじれ」については従来のものとさほど変わらないものの、「曲げ」については強い強度を持つ。

#### 【0016】

具体的に基本振動モードの固有振動数を調べてみると、図5に示すように、本実施形態のキャリア1では、ねじれモードの固有振動数が906Hz、曲げモードの固有振動数が1299Hzであり、その差は約300Hzであった。

図5には比較のため、従来のキャリア20、並びに変形しやすい箇所を補強したキャリア（補強キャリア）のそれぞれの特性も同時に示している。

図11に示した、断面略形状のインナービーム21を持つ従来のキャリア20は、ねじれモードの固有振動数が869Hz、曲げモードの固有振動数が1074Hzであり、その差は約200Hzであった。

また、補強キャリアは、ねじれモードの固有振動数が1094Hz、曲げモードの固有振動数が1285Hzであり、その差は約190Hzであった。

#### 【0017】

図5から明らかなように、図11に示すキャリア20を有する従来のディスクブレーキでは、1.8kHzの鳴き回数は84回であった。

また、補強キャリアを備えるディスクブレーキでは、多少減少したもののその鳴き回数は19回であった。これから、補強キャリアを備えるディスクブレーキでは、補強を施さない従来のものに比べて曲げモード及びねじれモードともに高くなっており、両者の固有振動数の差が大きくなっていないことから、結果的に、剛性が高くなっている割には、鳴き回数が19回とそれほどブレーキ鳴きに対しては補強が有効に働いていないことがわかる。

#### 【0018】

一方、本実施形態のディスクブレーキでは、上述したように、「ねじり」については従来のものとさほど変わらないものの、「曲げ」については強い強度を持つキャリア1を備えており、これにより、従来のものに比べ、ねじれモードの固有振動数はあまり変わらないものの、曲げモードの固有振動数が高くなっている。これにより、ねじれモードと曲げモードの固有振動数の差を300Hz以上の大きな値に設定することができる。この結果、キャリアの基本振動モードが互いに影響し合うことで自励振動が生じるといった現象を未然に防止でき、低周波の鳴き頻度はわずか1回であった。

#### 【0019】

他の実施の形態

10

20

30

40

50

図6～図9は、本発明に係るディスクブレーキのインナービームの他の断面形状を示す。図6はひょうたん型の断面を持つインナービーム30、図7(a)、(b)はT型の断面を持つインナービーム31、32、図8(a)、(b)はコ字状断面を持つインナービーム33、34、図9は長方形型の断面形状を持つインナービーム35である。いずれも縦長形状とされており、ねじれ(断面二次極モーメント)に対して曲げ(断面二次モーメント)が比較的高く設定されている。具体的には、ねじり(断面二次極モーメント)に対する曲げ(断面二次モーメント)の比(断面二次モーメント/断面二次極モーメント)が、0.75以上となるように設定されている。したがって、そのようなインナービームを持つキャリパでは、不拘束状態の振動モードのうち、ねじれモードと曲げモードの固有振動数の差が大きくなり、前記した実施の形態と同様に、低周波のブレーキ鳴き現象を抑えることができる。

10

#### 【0020】

なお、上記した幾つかのインナービームの断面形状はあくまで例示であり、ねじれ(断面二次極モーメント)に対して曲げ(断面二次モーメント)が比較的高く設定される範囲において、適宜設計変更可能である。

また、上記実施の形態では、インナービーム1dの断面形状を変えることで、キャリア1の不拘束振動モードのうちの曲げモードとねじれモードのそれぞれの固有振動数の差を約300Hzに設定したが、キャリア1他の部分の断面形状を変えて同固有振動数の差を同程度に設定しても良い。また、固有振動数の差は300Hz以上であれば、いくら大きくしても良い。

20

#### 【0021】

#### 【発明の効果】

以上説明したように、請求項1記載の発明によれば、キャリアの不拘束振動モードのうちの、曲げモードとねじれモードのそれぞれの固有振動数の差を300Hz以上に広げているので、キャリアの基本振動モードが互いに影響し合うことで自励振動が生じるといった現象を未然に防止できる。この結果、他の部品等を付加することなく、またコストや重量をアップすることなく、ごく簡単な構成で低周波のブレーキ鳴きを大幅に低減させることが可能となった。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施形態のディスクブレーキを示す正面図である。

30

【図2】 図1のX-X線に沿う断面図である。

【図3】 キャリアの断面図である。

【図4】 キャリアの概略構造を示す模式図である。

【図5】 同ディスクブレーキの特性を示す表であって、従来のディスクブレーキとの比較を表した図である。

【図6】 本発明の他の実施形態を示すキャリアのインナービームの断面図である。

【図7】 本発明の他の実施形態を示すキャリアのインナービームの断面図である。

【図8】 本発明の他の実施形態を示すキャリアのインナービームの断面図である。

【図9】 本発明の他の実施形態を示すキャリアのインナービームの断面図である。

【図10】 実験により得た1.8kHzの鳴き振動モードに存在するキャリアの基本モードを示すもので、(a)はねじれモード、(b)は曲げモードを示す図である。

40

【図11】 従来のキャリアと断面図である。

#### 【符号の説明】

1 キャリア

1d インナービーム

2 パッド

3 ディスク

5 ピストン

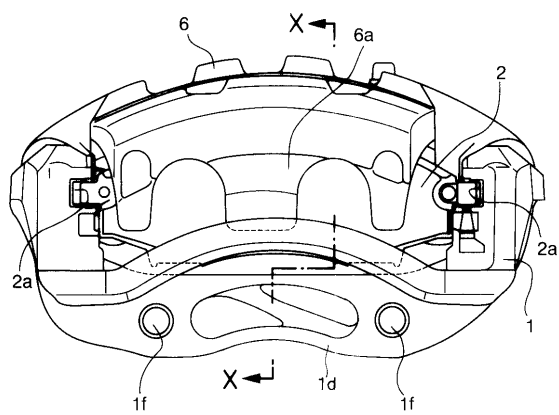
6 キャリパ

6a シリンダ

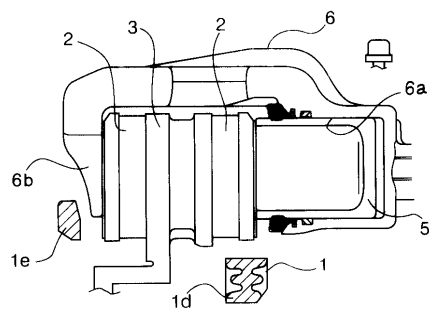
50

## 6 b 爪部

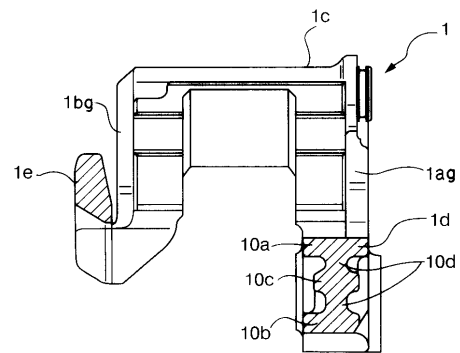
【図 1】



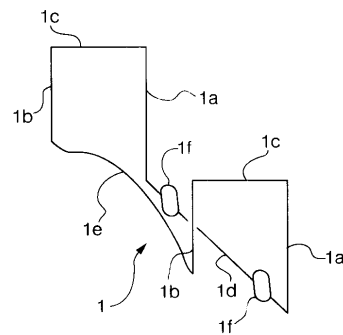
【図 2】



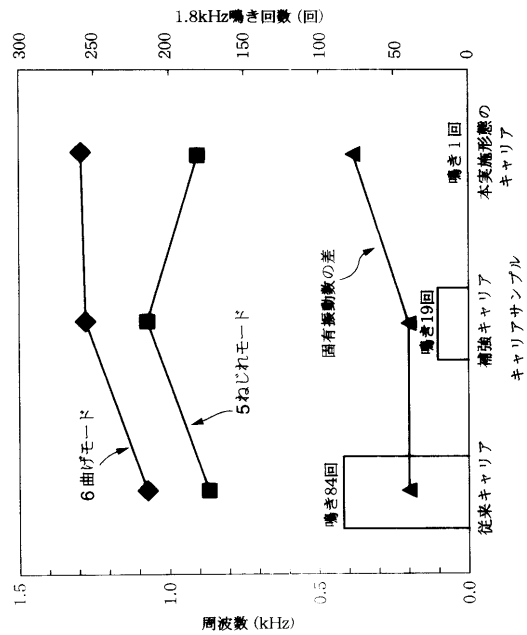
【図 3】



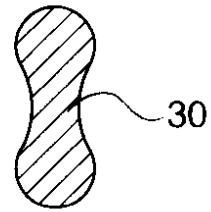
【図 4】



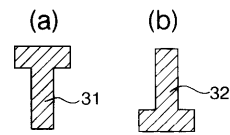
【図 5】



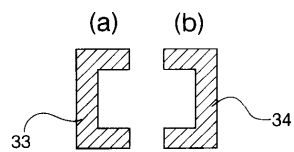
【図 6】



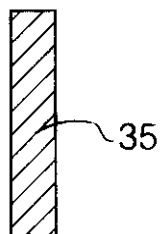
【図 7】



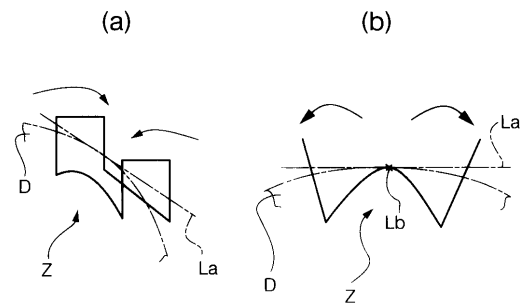
【図 8】



【図 9】

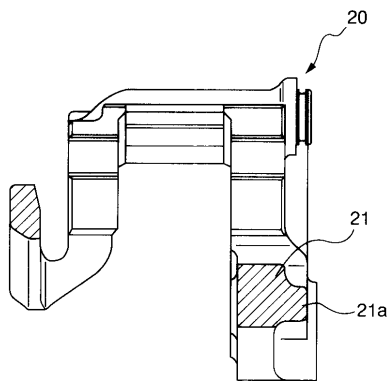


【図 10】





【図 11】



---

フロントページの続き

(72)発明者 石井 英昭

山梨県中巨摩郡檜形町吉田 1 0 0 0 番地 トキコ株式会社 山梨工場内

審査官 島田 信一

(56)参考文献 特開平 0 7 - 2 5 9 9 0 1 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F16D 49/00-74/04