(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第6568764号
(P6568764)

(45)発行日　令和1年8月28日(2019.8.28)　(24)登録日　令和1年8月9日(2019.8.9)

(51)Int.Cl.			F I		
F16H	3/62	(2006.01)	F16H	3/62	A
F16H	3/44	(2006.01)	F16H	3/44	B

請求項の数 4　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願2015-203867(P2015-203867)
(22)出願日　平成27年10月15日(2015.10.15)
(65)公開番号　特開2017-75654(P2017-75654A)
(43)公開日　平成29年4月20日(2017.4.20)
審査請求日　平成30年3月26日(2018.3.26)

(73)特許権者　000231350
ジヤトコ株式会社
静岡県富士市今泉７００番地の１
(73)特許権者　000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町２番地
(74)代理人　110002468
特許業務法人後藤特許事務所
(74)代理人　100075513
弁理士　後藤　政喜
(74)代理人　100120260
弁理士　飯田　雅昭
(74)代理人　100167520
弁理士　田中　良太

最終頁に続く

(54)【発明の名称】変速機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
回転が入力される第１サンギヤと、
前記第１サンギヤの軸部に回転可能に支持される第２サンギヤと、
リングギヤと、
前記第１サンギヤに噛み合う第１ピニオンギヤと、
前記第２サンギヤに噛み合うロングピニオンギヤと、前記第１ピニオンギヤ及び前記リングギヤに噛み合うショートピニオンギヤとを軸方向に配置して構成される第２ピニオンギヤと、
前記第１ピニオンギヤ及び前記第２ピニオンギヤを回転可能に支持し、出力軸に連結するキャリアと
前記第２サンギヤと変速機ケースとを連結可能な第１クラッチと、
前記リングギヤと前記キャリアとを連結可能な第２クラッチとを備えるラビニヨ式遊星歯車機構を有する変速機であって、
前記第１クラッチのドライブプレートは、前記第２サンギヤに延設された連結部にスプライン結合しており、
前記リングギヤは、前記リングギヤの外周側に設けたドラムにスプライン結合しており、
前記リングギヤと前記ドラムとの歯面隙間は、前記第１クラッチと前記連結部との歯面隙間よりも大きい、

ことを特徴とする変速機。
【請求項２】
請求項１に記載の変速機であって、
前記リングギヤと前記ドラムとの前記歯面隙間は、前記第２クラッチがトルク伝達を開始すると前記リングギヤが前記第２ピニオンギヤに対して自動調芯する隙間である、
ことを特徴とする変速機。
【請求項３】
請求項１または２に記載の変速機であって、
前記リングギヤと前記ドラムとの前記歯面隙間は、０．６ｍｍ以上である、
ことを特徴とする変速機。
【請求項４】
請求項１から３のいずれか１つに記載の変速機であって、
駆動源と駆動輪との間の動力伝達経路上に設けられた無段変速機を備え、
前記ラビニヨ式遊星歯車機構は、前記動力伝達経路において前記無段変速機と前記駆動輪との間に設けられる、
ことを特徴とする変速機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は変速機に関するものである。
【背景技術】
【０００２】
従来、無段変速機に加えて、ラビニヨ式遊星歯車機構で構成される副変速機構を設けた変速機を有する車両が開示されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開２０１０－７８０２８号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
上記車両においては、副変速機構の変速段を切り替えることで、変速機によって実現可能な変速比を拡大することができる。
【０００５】
しかし、上記車両において、副変速機構の変速段を１速から２速に切り替える際に、副変速機構で異音が発生することがあった。
【０００６】
本発明はこのような問題点を解決するために発明されたもので、副変速機構において変速段を変更する際の異音発生を抑制することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００７】
本発明のある態様に係る変速機は、回転が入力される第１サンギヤと、第１サンギヤの軸部に回転可能に支持される第２サンギヤと、リングギヤと、第１サンギヤに噛み合う第１ピニオンギヤと、第２サンギヤに噛み合うロングピニオンギヤと、第１ピニオンギヤ及びリングギヤに噛み合うショートピニオンギヤとを軸方向に配置して構成される第２ピニオンギヤと、第１ピニオンギヤ及び第２ピニオンギヤを回転可能に支持し、出力軸に連結するキャリアと、第２サンギヤと変速機ケースとを連結可能な第１クラッチと、リングギヤとキャリアとを連結可能な第２クラッチとを備えるラビニヨ式遊星歯車機構を有する変速機であって、第１クラッチのドライブプレートは、第２サンギヤに延設された連結部にスプライン結合しており、リングギヤは、リングギヤの外周側に設けたドラムにスプライ

ン結合しており、リングギヤとドラムとの歯面隙間は、第１クラッチと連結部との歯面隙間よりも大きい。

【発明の効果】

【０００８】

この態様によると、リングギヤとドラムとの歯面隙間を大きくすることで、リングギヤと第２ピニオンギヤとのギヤノイズを低減し、異音発生を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【０００９】

【図１】本実施形態の副変速機構の断面図である。

【図２】副変速機構が１速の場合のトルク伝達を示す図である。

【図３】副変速機構が２速の場合のトルク伝達を示す図である。

【図４】リングギヤとドラムとの歯面隙間と、副変速機構のギヤノイズとの関係を示すマップである。

【図５】副変速機構を１－２変速した場合の振動を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【００１０】

以下、添付図面を参照しながら本発明の実施形態について説明する。

【００１１】

本発明の実施形態の構成について図１を用いて説明する。図１は、副変速機構の断面図である。

【００１２】

副変速機構１は、無段変速機（バリエータ）２と共に変速機１００を構成し、エンジンなどの駆動源から駆動輪への動力伝達経路において無段変速機２と駆動輪との間に設けられる。副変速機構１はラビニヨ式遊星歯車機構である。

【００１３】

副変速機構１は、フロントサンギヤ５と、リアサンギヤ６と、アウターピニオンギヤ７と、インナーピニオンギヤ８と、キャリア１０と、リングギヤ１１と、Ｌｏｗブレーキ１２と、Ｈｉｇｈクラッチ１３と、Ｒｅｖブレーキ１４とを備える。

【００１４】

フロントサンギヤ５は、第１軸部５ａと、第１軸部５ａの外周に設けた第１ギヤ部５ｂとを備える。第１軸部５ａの一方の端部は、無段変速機２のセカンダリプーリ２ａの出力軸２ｂに結合され、もう一方の端部は、副変速機構１の出力軸１ａによって回転自在に支持される。第１ギヤ部５ｂは、インナーピニオンギヤ８と噛み合う。第１軸部５ａは、副変速機構１の入力軸を構成する。フロントサンギヤ５は、セカンダリプーリ２ａと一体となって回転する。

【００１５】

リアサンギヤ６は、フロントサンギヤ５の第１ギヤ部５ｂとセカンダリプーリ２ａとの間の第１軸部５ａの外周に設けられ、第１軸部５ａによって回転自在に支持される。リアサンギヤ６は、アウターピニオンギヤ７と噛み合う。リアサンギヤ６は、セカンダリプーリ２ａ側の端部から径方向に延設され、断面がＬ字状の第１連結部１５を介してＬｏｗブレーキ１２と連結可能であり、Ｌｏｗブレーキ１２が締結されると、変速機ケース２０に連結され、固定される。

【００１６】

アウターピニオンギヤ７は、ロングピニオンギヤ７ａと、ショートピニオンギヤ７ｂとを軸方向に配置して構成される。ロングピニオンギヤ７ａとショートピニオンギヤ７ｂとは同軸上に配置される。ロングピニオンギヤ７ａは、リアサンギヤ６と噛み合う。ショートピニオンギヤ７ｂは、リングギヤ１１及びインナーピニオンギヤ８と噛み合う。アウターピニオンギヤ７は、キャリア１０に回転自在に支持される。

【００１７】

インナーピニオンギヤ８は、ショートピニオンギヤ７ｂ及びフロントサンギヤ５と噛み

合う。インナーピニオンギヤ８は、キャリア１０によって回転自在に支持される。

【００１８】

キャリア１０は、アウターピニオンギヤ７を回転自在に支持する第２軸部１０ａと、インナーピニオンギヤ８を回転自在に支持する第３軸部１０ｂと、第２軸部１０ａ及び第３軸部１０ｂを副変速機構１の出力軸１ａに連結する第２連結部１０ｃと、Ｈｉｇｈクラッチ１３の第２ドリブンプレート１３ｂがスプライン結合される第３連結部１０ｄとを備える。キャリア１０は、Ｈｉｇｈクラッチ１３を介してリングギヤ１１と連結可能であり、Ｈｉｇｈクラッチ１３が締結されると、キャリア１０とリングギヤ１１とが直結状態となり、一体的に回転する。

【００１９】

リングギヤ１１は、内周側に設けた第２ギヤ部１１ａと、外周側に設けた結合部１１ｂとを備える。リングギヤ１１は、第２ギヤ部１１ａによってアウターピニオンギヤ７のショートピニオンギヤ７ｂと噛み合う。また、リングギヤ１１は、結合部１１ｂによってドラム１６にスプライン結合する。なお、リングギヤ１１は、ストッパー１７ａ、１７ｂによって軸方向の移動が規制されている。

【００２０】

Ｌｏｗブレーキ１２は、第１連結部１５にスプライン結合する第１ドライブプレート１２ａと、変速機ケース２０にスプライン結合する第１ドリブンプレート１２ｂと、第１ドライブプレート１２ａと第１ドリブンプレート１２ｂとの接触状態を変更する第１アクチュエータ１２ｃとを備える。Ｌｏｗブレーキ１２では、第１アクチュエータ１２ｃによって第１ドライブプレート１２ａと第１ドリブンプレート１２ｂとの接触状態が変更され、締結・解放状態が変更される。

【００２１】

Ｈｉｇｈクラッチ１３は、ドラム１６にスプライン結合する第２ドライブプレート１３ａと、第３連結部１０ｄにスプライン結合する第２ドリブンプレート１３ｂと、第２ドライブプレート１３ａと第２ドリブンプレート１３ｂとの接触状態を変更する第２アクチュエータ１３ｃとを備える。Ｈｉｇｈクラッチ１３では、第２アクチュエータ１３ｃによって第２ドライブプレート１３ａと第２ドリブンプレート１３ｂとの接触状態が変更され、締結・解放状態が変更される。

【００２２】

Ｒｅｖブレーキ１４は、ドラム１６の外周壁にスプライン結合する第３ドライブプレート１４ａと、変速機ケース２０にスプライン結合する第３ドリブンプレート１４ｂと、第３ドライブプレート１４ａと第３ドリブンプレート１４ｂとの接触状態を変更する第３アクチュエータ１４ｃとを備える。Ｒｅｖブレーキ１４では、第３アクチュエータ１４ｃによって第３ドライブプレート１４ａと第３ドリブンプレート１４ｂと接触状態が変更され、締結・解放状態が変更される。

【００２３】

副変速機構１では、Ｌｏｗブレーキ１２、Ｈｉｇｈクラッチ１３、及びＲｅｖブレーキ１４の締結・解放状態が変更されることで、変速段（変速比）が変更される。

【００２４】

Ｌｏｗブレーキ１２が締結され、Ｈｉｇｈクラッチ１３、及びＲｅｖブレーキ１４が解放されると、副変速機構１の変速段は１速となる。Ｈｉｇｈクラッチ１３が締結され、Ｌｏｗブレーキ１２、及びＲｅｖブレーキ１４が解放されると、副変速機構１の変速段は２速となる。また、Ｒｅｖブレーキ１４が締結され、Ｌｏｗブレーキ１２、及びＨｉｇｈクラッチ１３が解放されると、副変速機構１の変速段は後進となる。

【００２５】

副変速機構１が１速の場合には、Ｌｏｗブレーキ１２が締結されており、リアサンギヤ６が変速機ケース２０に固定される。また、Ｈｉｇｈクラッチ１３が解放されており、リングギヤ１１とキャリア１０とのトルク伝達はなく、キャリア１０はリングギヤ１１に対して自由に回転する。従って、セカンダリプーリ２ａから副変速機構１の出力軸１ａへの

トルク伝達は、図２に示すようにセカンダリプーリ２ａの出力軸２ｂ、フロントサンギヤ５、インナーピニオンギヤ８、ショートピニオンギヤ７ｂ、ロングピニオンギヤ７ａ、キャリア１０、副変速機構１の出力軸１ａの順に行われる。

【００２６】

副変速機構１が２速の場合には、Ｌｏｗブレーキ１２が解放されており、リアサンギヤ６は自由に回転する。また、Ｈｉｇｈクラッチ１３が締結されており、キャリア１０とリングギヤ１１とは一体的に回転する。従って、セカンダリプーリ２ａから副変速機構１の出力軸１ａへのトルク伝達は、図３に示すようにセカンダリプーリ２ａの出力軸２ｂ、フロントサンギヤ５、インナーピニオンギヤ８、ショートピニオンギヤ７ｂ、リングギヤ１１、Ｈｉｇｈクラッチ１３、キャリア１０、副変速機構１の出力軸１ａの順に行われる。

【００２７】

副変速機構１の変速段を１速から２速に変更（以下、１－２変速という。）する場合には、第１アクチュエータ１２ｃによってＬｏｗブレーキ１２を解放しつつ、第２アクチュエータ１３ｃによってＨｉｇｈクラッチ１３を締結し、変速段を変更する。

【００２８】

ところで、副変速機構１を１－２変速する際に、Ｈｉｇｈクラッチ１３がトルク伝達を開始してからＨｉｇｈクラッチ１３が完全に締結するまでの間に、ギヤノイズが発生することがあった。

【００２９】

Ｈｉｇｈクラッチ１３を締結する際に、Ｈｉｇｈクラッチ１３においてトルク伝達が開始されると、アウターピニオンギヤ７からリングギヤ１１にトルクが伝達される。これにより、リングギヤ１１は、リングギヤ１１とアウターピニオンギヤ７との噛み合いが良く、アウターピニオンギヤ７に対して回転が安定する位置へ自動的に移動し、その位置で安定する。なお、これを自動調芯と言う。

【００３０】

しかし、例えばドラム１６などの回転要素の偏芯や傾きなどにより、リングギヤ１１の移動が制限されると自動調芯できず、リングギヤ１１とアウターピニオンギヤ７との噛み合いが悪くなる。このような場合に、トルク伝達を開始してから、Ｈｉｇｈクラッチ１３が完全に締結されることでリングギヤ１１とキャリア１０が直結するまで、ギヤノイズが発生するおそれがある。

【００３１】

そこで、本実施形態では、リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間を、Ｌｏｗブレーキ１２における歯面隙間、具体的には第１連結部１５と第１ドライブプレート１２ａとの歯面隙間よりも大きくした。歯面隙間は、スプライン結合する各回転要素の回転軸を一致させ、各回転要素の一方の歯面を接触させた場合に、逆側の歯面間に生じる隙間である。

【００３２】

図４にリングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間と、リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間を変更した副変速機構１において発生するギヤノイズとの関係を示す。リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間が大きくなると、ギヤノイズが小さくなる。本実施形態では、ギヤノイズの発生を低減するためにリングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間を０．６ｍｍ以上とした。なお、リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間の上限値（最大値）は、１．３ｍｍである。このように上限値を設けたのは、リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間が大きくなりすぎると、１－２変速時にショックが発生し、またリングギヤ１１の摩耗が大きくなるためである。

【００３３】

副変速機構１を１－２変速する場合の振動を計測したグラフを図５に示す。図５では横軸が副変速機構１における変速を開始してからの時間であり、縦軸は振動を示し、振動が大きくなるほどノイズが大きくなる。図５（ａ）で示す本実施形態を用いない場合、例えばリングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間を０．５ｍｍとした場合よりも、図５（ｂ）で示す本実施形態を用い、リングギヤ１１とドラム１６との歯面隙間を０．６ｍｍとした

場合の方が、図５の振動Ｘ分だけ１－２変速時の振動を低減することができた。なお、図５は、各同じユニットを用いて３回の実験を行った結果である。

【００３４】

本発明の実施形態の効果について説明する。

【００３５】

ラビニヨ式遊星歯車機構で構成される副変速機構１において、ドラム１６とリングギヤ１１との歯面隙間を、第１連結部１５と第１ドライブプレート１２ａとの歯面隙間よりも大きくする。具体的には、ドラム１６とリングギヤ１１との歯面隙間を０．６ｍｍ以上とする。これにより、副変速機構１において１－２変速する際のギヤノイズの発生を低減し、異音の発生を抑制することができる（請求項１、３に対応する効果）。

【００３６】

Ｈｉｇｈクラッチ１３でトルク伝達を開始する場合に、リングギヤ１１がアウターピニオンギヤ７に対して自動調芯するようにドラム１６とリングギヤ１１との歯面隙間を設ける。これにより、副変速機構１において１－２変速する際のギヤノイズの発生を低減し、異音の発生を抑制することができる（請求項２に対応する効果）。

【００３７】

以上、本発明の実施形態について説明したが、上記実施形態は本発明の適用例の一部を示したに過ぎず、本発明の技術的範囲を上記実施形態の具体的構成に限定する趣旨ではない。

【００３８】

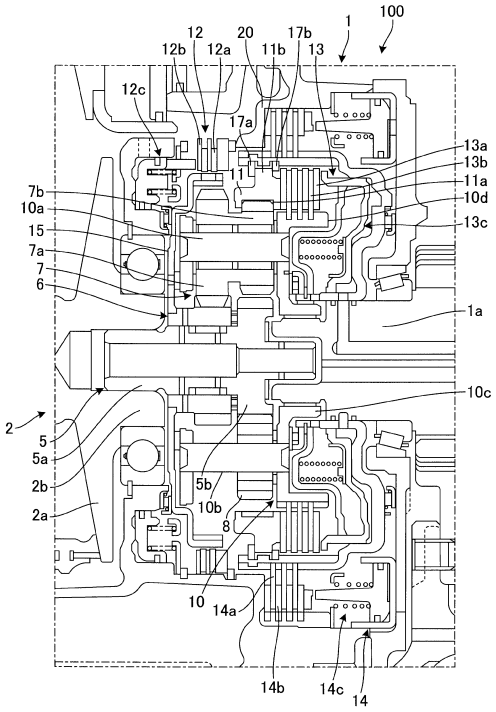
本実施形態では、無段変速機２と副変速機構１とによって構成される変速機１００を一例として説明したが、ラビニヨ式遊星歯車機構を用いた有段変速機などにも適用することができる。

【符号の説明】

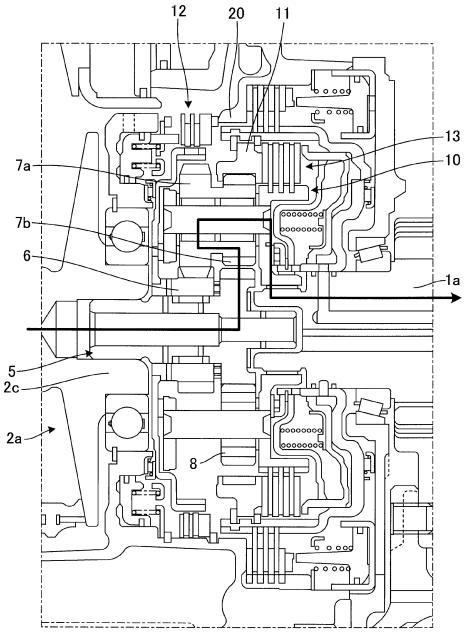
【００３９】

１　：副変速機構
１ａ　：出力軸
２　：無段変速機
２ａ　：セカンダリプーリ
２ｂ　：出力軸
５　：フロントサンギヤ（第１サンギヤ）
５ａ　：第１軸部（軸部）
５ｂ　：第１ギヤ部
６　：リアサンギヤ（第２サンギヤ）
７　：アウターピニオンギヤ（第２ピニオンギヤ）
７ａ　：ロングピニオンギヤ
７ｂ　：ショートピニオンギヤ
８　：インナーピニオンギヤ（第１ピニオンギヤ）
１０　：キャリア
１１　：リングギヤ
１２　：Ｌｏｗブレーキ（第１クラッチ）
１３　：Ｈｉｇｈクラッチ（第２クラッチ）
１５　：第１連結部（連結部）
１６　：ドラム
２０　：変速機ケース
１００　：変速機

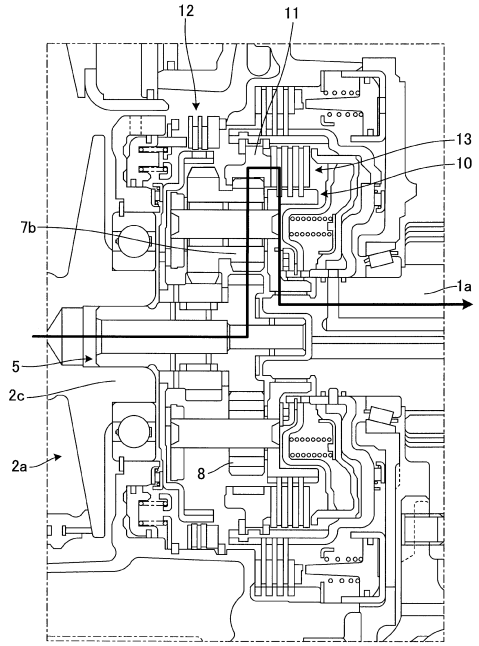
【図１】


100
1
12
20
17b
12b
12a
11b
13
12c
17a
13a
13b
11a
10d
13c
7b
10a
15
7a
7
6
1a
10c
2
5
5a
2b
2a
5b
10b
8
10
14a
14b
14c
14

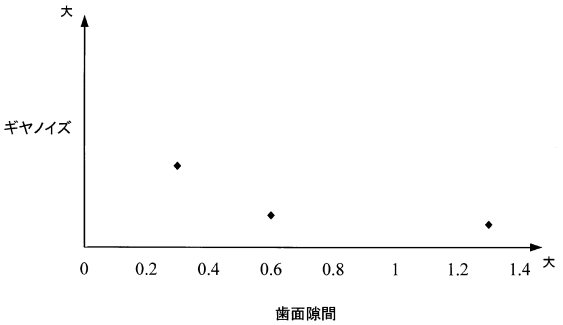
【図２】


12
20
11
13
10
7a
7b
6
1a
5
2c
2a
8

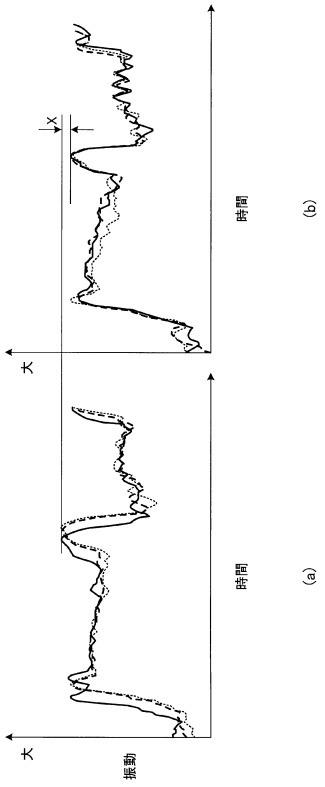
【図３】


12
11
13
10
7b
1a
5
2c
2a
8

【図４】


大
ギヤノイズ
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1
1.2
1.4
大
歯面隙間

【図５】



フロントページの続き

(72)発明者　藤岡　隆志
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　谷口　弘樹
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　水宮　一浩
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　上田　知
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　榎本　泰治
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　遠藤　稔
静岡県富士市依田橋１２５番地の１　ジヤトコ・エンジニアリング株式会社内
(72)発明者　那倉　祐介
静岡県富士市今泉７００番地の１　ジヤトコ株式会社内
(72)発明者　堀池　勇治
静岡県富士市依田橋１２５番地の１　ジヤトコ・エンジニアリング株式会社内

審査官　前田　浩

(56)参考文献　特開２０１１－２１６６４（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－１１０９００（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｈ　　３／６２
Ｆ１６Ｈ　　３／４４