



FORMULARIO ÚNICO DE CORRECCIONES Y MODIFICACIONES

1

SOLICITUD DE:



Corrección de Error Material.



Modificación a una Solicitud.

2

SOLICITANTE

Nombre: **Honda Motor Co., Ltd.**

Dirección: 1-1 Minami-Aoyama 2-Chome, Minato-Ku Tokio, 107-8556, Japón

Nacionalidad o Domicilio: Japón

Lugar de Constitución: Japón

Teléfono:

Fax:

E-mail:

IDENTIFICACION

C.C.



NIT



C.E.



Otro



Cual

Número

TP

3

**REPRESENTANTE
O APODERADO**

Nombre: **JUAN PABLO CADENA SARMIENTO**

Dirección: Cra. 7 No. 71-21, Torre B, Piso 4

Teléfono: 744-2200

Fax: 742-2200

E-mail:

IDENTIFICACION

C.C.



NIT



C.E.



Otro



Cual

Número **80 410.337**

TP **57492**

4 Número de expediente:

06 034463

5 Descripción de la corrección o modificación solicitada: Corrección de la descripción y reivindicaciones previamente presentadas debido a un error en la preparación de la traducción de la solicitud original PCT japonesa. Las correcciones presentadas precisan el objetivo de la solicitud y no varían en ningún sentido el alcance de la invención.

6 Comprobante de pago No. **07-37.281**

Fecha **31 agosto de 2007**

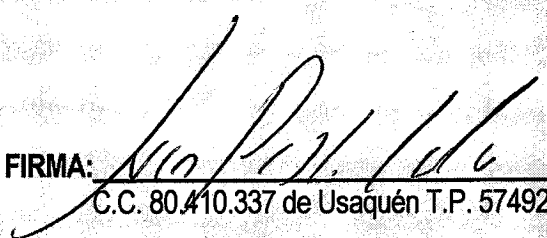
7 Anexos:

- ☒ Comprobante de pago de la tasa por \$99.000
- ☐ Poderes, si fuere el caso.
- ☐ Documento que acredita la existencia y representación legal de las partes, cuando sean personas jurídicas.
- ☒ Traducción corregida de la Descripción y Reivindicaciones.
- ☒ Copia de la solicitud original de patente PCT.
- ☒ Traducción al inglés de solicitud original de patente PCT.

8

NOMBRE: **JUAN PABLO CADENA SARMIENTO**

FIRMA:


C.C. 80.410.337 de Usaquén T.P. 57492 del C.S.J.

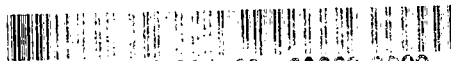
As. 100 780.

144

NIT : 800176089-2

RECIBO OFICIAL DE CAJA : 7 - 37,281
FECHA : MAYO 11 DE 2007

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO



No. 00-011463-00003-0000

Fecha: 2007-05-11 10:57:55 Dep: 0000 NUECREACIONE
Tra: 01 PATENTE IN Sve: 019 FASENACIONALII
Act: 023 OTORINFORMACION Folios: 78

***** CONSIGNACION *****

DEPOSITANTE	TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PGO	Vr. PAGO
BRIGARD & CASTRO LTDA	CONSIGNACION	BANCO POPULAR	050-00110-6	34944483	10/05/2007	48,112,000.00

***** CONCEPTO *****

CANT.	RENTISTICO	CONCEPTO	TOTAL CONCEPTO
1	50005-01-03	CAMBIO DE MODALIDAD Y MODIFICA	
		12 MARCAS Y LEHAS COMERCIALES	99,000.00
		TOTAL :	\$ 99,000.00

SDN: NOVENTA Y NUEVE MIL PESOS

RESPONSABLE :

RECIBO DE CAJA APLICADO AL ASUNTO No.

As: 100.780

Señores

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
DIVISION DE NUEVAS CREACIONES

E. S. D.

REF: Expediente No. 06 034463 - Solicitud de Patente Entrada en Fase Nacional
Corresp. a la Solicitud Internacional PCT/US02/10922
a favor de **HONDA MOTOR CO., LTD.**
Titulada: MOTOCICLETA Y UNIDAD DE POTENCIA

JUAN PABLO CADENA SARMIENTO, vecino de Bogotá, portador de la tarjeta profesional No. 57492, obrando como apoderado de la sociedad **HONDA MOTOR CO., LTD.**, según lo acredita el documento de poder presentado en esa División, me permito OBSERVAR que al revisar el original de la solicitud de patente PCT japonesa y su traducción al inglés, nuestro poderdante ha encontrado algunas inconsistencias en la traducción. Esto ocurrió debido a un error en la preparación de la traducción; específicamente en cuanto a que en la traducción al inglés únicamente se tradujeron dos reivindicaciones, siendo el número de reivindicaciones de la solicitud original japonesa PCT de seis.

Con el fin de subsanar este error involuntario, atentamente solicitamos se acepte la corrección de la traducción deficiente, y se considere para el estudio de la presente solicitud la traducción corregida, que estamos anexando al presente escrito, la cual ahora corresponde a la traducción fiel de la solicitud japonesa PCT original.

Para mayor claridad, estamos anexando copia de la solicitud japonesa PCT original y su correcta traducción al inglés, en donde las partes subrayadas corresponden a las partes que fueron cambiadas en relación con la traducción previamente presentada.

Las partes que han sido modificadas en la traducción corregida, incluyendo las de las reivindicaciones, se encuentran dentro de lo divulgado en la descripción inicialmente presentada, y no afectan ni amplían en ningún sentido el alcance de la presente invención.

+ 146 ~~146~~

MOTOCICLETA Y UNIDAD DE POTENCIA

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Campo de la Invención

La presente invención se refiere a una unidad de potencia que incluye un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal, un mecanismo de transmisión y un embrague centrífugo de arranque provisto entre el motor de combustión interna y la transmisión, y una motocicleta.

Arte Previo

En algunos motores de combustión interna usados en tales motocicletas, se provee como freno del motor en el cigüeñal (véase, por ejemplo JP-UM-A-59-116639 ó JP-A-62-75141) un embrague unidireccional, que permite la transmisión de potencia únicamente desde una rueda a un cigüeñal.

RESUMEN DE LA INVENCION

El ya mencionado embrague unidireccional del arte previo funciona siempre como un embrague unidireccional. Por lo tanto, cuando el embrague unidireccional se usa como freno del motor, de manera que únicamente permita la transmisión de potencia desde la rueda al cigüeñal, las rotaciones de la rueda se transmitirán al cigüeñal si la rueda gira, incluso cuando el motor de combustión interna se está deteniendo. Por esta razón, con el fin de permitir mantener el control (impulsar) de la motocicleta cuando el motor de combustión interna se está deteniendo, es necesario pasar el sistema de cambios a una posición neutra para liberar la fuerza motriz. Cuando la motocicleta no posee una estructura neutra, tiene que incorporarse una nueva estructura neutra en una caja de transmisión.

Para resolver el anterior problema en el arte previo, la invención contempla una motocicleta provista de: un motor de combustión interna con un cigüeñal; un mecanismo de transmisión; un embrague de arranque centrífugo; y un convertidor de torque, disponiéndose el embrague de arranque centrífugo y el convertidor de torque entre el cigüeñal y el mecanismo de transmisión; en donde la motocicleta comprende además un embrague unidireccional,

dispuesto entre el cigüeñal y el convertidor de torque, de manera que el embrague unidireccional transmita potencia desde el mecanismo de transmisión al cigüeñal únicamente cuando una fuerza motriz, transmitida desde una rueda hacia el mecanismo de transmisión, sea mayor que una fuerza motriz del motor de combustión interna, y una velocidad de rotación del cigüeñal no sea menor que un valor predeterminado.

Preferiblemente, el embrague unidireccional incluye un aro de rodamiento interior conectado al cigüeñal; un aro de rodamiento exterior conectado al convertidor de torque; un elemento de rodamiento dispuesto entre el aro de rodamiento exterior y el aro de rodamiento interior y que transmite el torque del aro de rodamiento exterior al aro de rodamiento interior en una posición predeterminada; un resorte que empuja el elemento de rodamiento; un vástago que empuja el elemento de rodamiento a la posición predeterminada contra la fuerza de empuje del resorte debida a la fuerza centrífuga.

La invención proporciona una motocicleta que incluye: una rueda; un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal; un mecanismo de transmisión dispuesto entre la rueda y el cigüeñal y que transmite la fuerza de motriz; un embrague de arranque centrífugo dispuesto entre el mecanismo de transmisión y el cigüeñal y que transmite la fuerza de motriz; en donde el embrague de arranque centrífugo incluye un embrague interior fijado al cigüeñal, un embrague exterior soportado en el cigüeñal y conectado al mecanismo de transmisión capaz de transmitir la fuerza motriz, y un peso de embrague el cual esta dispuesto entre embrague interior y el embrague exterior y que transmite la fuerza motriz entre el embrague interior y el embrague exterior cuando la velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un primer valor predeterminado, y un embrague unidireccional es colocado entre el embrague interior y el embrague exterior con el fin de transmitir la fuerza motriz del embrague exterior al embrague interior cuando una velocidad del cigüeñal no es inferior a un segundo valor predeterminado, el cual es menor que el primer valor predeterminado, y a una velocidad de rotación del embrague exterior que no es menor a una velocidad de rotación del embrague interior.

La invención provee asimismo una unidad de potencia provista por: un motor de combustión interna con un cigüeñal; un mecanismo de transmisión; un embrague de arranque centrífugo; y un convertidor de torque, disponiéndose el embrague de arranque centrífugo y el convertidor de torque entre el cigüeñal y el mecanismo de transmisión; en donde la unidad de potencia incluye además

148
3

un embrague unidireccional, dispuesto entre el cigüeñal y el convertidor de torque, de manera que el embrague unidireccional transmita potencia desde el mecanismo de transmisión al cigüeñal únicamente cuando una fuerza motriz, transmitida desde una rueda hacia el mecanismo de transmisión, sea mayor que una fuerza motriz del motor de combustión interna y una velocidad de rotación del cigüeñal no sea menor que un valor predeterminado.

La invención proporciona una unidad de potencia montada en un vehículo que tiene una rueda, que incluye: un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal, un mecanismo de transmisión dispuesto entre la rueda y el cigüeñal y que transmite la fuerza motriz; y un embrague de arranque centrífugo que transmite la fuerza motriz entre el mecanismo de transmisión y el cigüeñal; en donde el embrague de arranque centrífugo incluye un embrague interior fijado al cigüeñal, un embrague exterior giratoriamente soportado en el cigüeñal y conectado al mecanismo de transmisión capaz de transmitir la fuerza motriz, y un peso de embrague el cual esta dispuesto entre el embrague interior y el embrague exterior y transmite la fuerza motriz entre el embrague interior y el embrague exterior cuando una velocidad del cigüeñal no es menor a un primer valor predeterminado, y un embrague unidireccional se dispone entre el embrague interior y el embrague exterior para transmitir la fuerza motriz del embrague exterior al embrague interior cuando una velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un segundo valor predeterminado, el cual es menor que el primer valor predeterminado, y una velocidad de rotación del embrague exterior no es menor a una velocidad de rotación del embrague interior.

Según la invención, la potencia no se transmite desde el mecanismo de transmisión (lado de la rueda) del cigüeñal cuando el número de rotaciones del cigüeñal es menor que el valor predeterminado. Así, incluso cuando la rueda rota a baja velocidad, por ejemplo, con el fin de mantener el control de la motocicleta (**"in order to take the motor cycle around"**), la rotación de la rueda no se transmite al cigüeñal. Por consiguiente, no es necesario accionar la caja de cambios o similar, cuando se mantiene el control de la motocicleta. Además, incluso cuando la caja de transmisión no cuenta con un mecanismo neutro, se puede continuar manteniendo el control de la motocicleta. Por consiguiente, no es necesario proveer un mecanismo neutro, de modo que el número de partes puede reducirse en gran medida. De otro lado, cuando se suelta el acelerador durante la marcha (**"the running"**) de la motocicleta, las rotaciones de la rueda se transmiten al cigüeñal, de manera que puede

149
4

aplicarse el freno del motor.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La presente invención puede describirse más fácilmente con referencia a los dibujos acompañantes:

Fig. 1 es una vista lateral general de una motocicleta de acuerdo con una incorporación.

Fig. 2 es una vista en corte longitudinal de una porción principal de una unidad de potencia representada en Fig. 1.

Fig. 3 es un desarrollo de una primera placa de una jaula que constituye un embrague unidireccional representado en Fig. 2.

Figs. 4A-4D son vistas que muestran la configuración de la primera placa que se ha formado.

Fig. 5 es un desarrollo de una segunda placa de la jaula.

Figs. 6A-6D son vistas que muestran la configuración de la segunda placa que se ha formado.

Fig. 7 es una vista frontal del embrague unidireccional.

Fig. 8 es una vista en corte tomada sobre un plano del embrague unidireccional con su eje.

Fig. 9 es una vista que muestra el estado de funcionamiento del embrague unidireccional, que está girando libre en direcciones opuestas.

Fig. 10 es una vista que muestra el estado de funcionamiento del embrague unidireccional, funcionando como tal.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LAS INCORPORACIONES PREFERIDAS

A continuación se describirá una incorporación según la invención con referencia a Figs. 1-3 y 4A-4D. Primeramente, Fig. 1 es una vista lateral general de una motocicleta de acuerdo con esta incorporación.

En la motocicleta **1**, una unidad de potencia **10** se suspende en el centro de un bastidor principal ("**a body frame**") **2**. Un eje de una rueda delantera **4** se soporta en la horquilla delantera **3**, montado con rotación sobre un pivote ("**rotatably pivoted**") en una porción delantera del bastidor principal **2**. Asimismo, un eje de una rueda trasera **6** se soporta en el extremo trasero de una horquilla trasera **5**, montada en su extremo delantero sobre un pivote en la unidad de potencia **10** y se proyecta hacia atrás.

La unidad de potencia **10** está constituida por un motor de combustión

interna **11** y un mecanismo de transmisión del lado de carga **12** integrados uno con otro. Fig. 2 es una vista en corte longitudinal de una porción principal de la unidad de potencia **10**.

Una carcasa de unidad izquierda **13L** y una carcasa de unidad derecha **13R**, que son mitades izquierda y derecha, se combinan para incorporar un cárter del motor de combustión interna **11** y una caja de engranajes del mecanismo de transmisión **12**. Por consiguiente, internamente se forman una cámara del cigüeñal y una cámara de engranajes.

Un cigüeñal **15** se soporta en las carcasas de unidad izquierda y derecha **13L** y **13R** mediante rodamientos **16L** y **16R** respectivamente, dispuestos de manera que apunten en la dirección izquierda/derecha de la motocicleta. En el motor de combustión interna **11**, un pistón **18** alojado con deslizamiento en un diámetro interno de un cilindro de un bloque **17** se conecta al cigüeñal **15** mediante una biela **19**.

Una culata **20** acoplada al bloque **17** forma una cámara de combustión **21** entre la culata **20** y la cara superior del pistón **18**. La culata **20** se provee con una válvula de admisión de aire y escape (no mostradas) para abrir y cerrar un puerto de admisión de aire y escape que comunica con la cámara de combustión **21**. Un árbol de levas **22** para accionar la válvula de admisión de aire y escape se soporta giratoriamente en la culata **20** y en paralelo al cigüeñal **15**.

En el mecanismo de transmisión **12**, un eje primario **25** y un eje secundario **26**, dispuestos en paralelo con el cigüeñal **15**, se alojan giratoriamente entre las carcasas de unidad izquierda y derecha **13L** y **13R**. Un engranaje impulsado de reducción primaria **25a** se adapta a una porción extrema del eje primario **25** proyectándose hacia la derecha de la carcasa de unidad **13R**, y un engranaje impulsor **25b** se forma dentro de la carcasa de unidad izquierda. Un piñón impulsor **26a** se monta en una porción extrema de un eje secundario **26** que se proyecta en la parte exterior izquierda de la carcasa de unidad izquierda **13L**, y un engranaje impulsado **26b** se monta en la parte interior derecha de la carcasa de unidad izquierda **13L**. El engranaje impulsado **26b** y el engranaje impulsor **25b** engranan uno con otro.

Una cadena **27** se tiende entre el piñón impulsor **26a**, proyectado hacia afuera del eje secundario **26**, y un piñón impulsado **6a** (véase Fig. 1), provisto integralmente con la rueda trasera **6**, de manera que formen un mecanismo de reducción final.

En una porción lateral derecha del cigüeñal **15**, proyectada hacia la derecha de la carcasa de unidad **13R**, se montan en línea, desde el extremo derecho hacia el interior, un embrague de arranque centrífugo **30**, un convertidor de torque **40** y un engranaje impulsor de reducción primaria **48a**. El engranaje impulsor de reducción primaria **48a** engrana con el engranaje impulsado de reducción primaria **25a** del mecanismo de transmisión **12**.

El mecanismo de reducción primaria, basado en la transmisión entre el engranaje impulsor de reducción primaria **48a** y el engranaje impulsado de reducción primaria **25a**, el embrague de arranque centrífugo **30** y el convertidor de torque **40** están cubiertos, del lado derecho, por una tapa lateral derecha **28**, que se une a la cara extrema derecha de la carcasa de unidad derecha **13R**. La tapa lateral derecha **28** soporta con rotación una porción extrema del cigüeñal **15** mediante un rodamiento.

El embrague de arranque centrífugo **30** tiene una parte interior de embrague **31** y una parte exterior de embrague **35**. La parte interior de embrague **31** se compone de una placa interior en forma de disco **31a** y una porción interior con resaltes **31b** para retener el extremo base de la placa interior **31a**. La porción interior con resaltes **31b** se acopla mediante chaveta con una porción extrema derecha del cigüeñal **15** y se asegura con un prisionero de embrague **32** para rotar integralmente con el cigüeñal. Adicionalmente, en una pluralidad de muñones **33**, provistos en la cara extrema circunferencial exterior de la placa interior **31a** y proyectados en paralelo con el cigüeñal **15**, se montan con pivotamiento para inclinarse, respectivamente, en la forma deseada unas pesas del embrague **34**.

La placa exterior **35a** de la parte exterior de embrague **35** cubre la pluralidad de pesas del embrague **34**, de modo que la superficie circunferencial interior de la porción cilíndrica de la placa exterior **35a** quede opuesta a las pesas del embrague **34**. Por otra parte, la porción exterior con resaltes **35b**, que retiene el extremo de la base de la placa exterior **35a**, se monta con rotación de pivotamiento ("*rotatably pivoted*") en el cigüeñal **15** mediante un rodamiento **37**, soportándose al mismo tiempo en la porción interior con resaltes **31b** mediante un embrague unidireccional **60**.

Con la rotación del cigüeñal **15**, gira conjuntamente la parte interior de embrague **31**. No obstante, el torque de rotación no se transmite a la parte exterior de embrague **35** por el embrague unidireccional **60**. Cuando la velocidad de rotación del cigüeñal **15** supera un valor predeterminado, aumenta

el vuelco de las pesas de embrague **34** y actúa sobre la placa exterior **35a**. Por consiguiente, la parte exterior de embrague **35** gira debido al acoplamiento del embrague centrífugo **30**.

El embrague unidireccional **60** puede transmitir la potencia de rotación desde el mecanismo de transmisión **12** (la parte exterior de embrague **35**) al cigüeñal **15** (la parte interior de embrague **31**) únicamente cuando la fuerza motriz, transmitida desde la rueda al mecanismo de transmisión **12** (la parte exterior de embrague **35**), es mayor que la fuerza motriz en el interior del motor de combustión **11** (la parte interior de embrague **31**) y la velocidad de rotación del motor de combustión **11** (el cigüeñal **15**) no es menor que un valor predeterminado. La estructura detallada del embrague unidireccional **60** etc., se describirá más adelante.

El convertidor de torque **40**, dispuesto en el embrague de arranque centrífugo **30** adyacente a la carcasa de unidad derecha **13R**, está conformado por un rodete de bomba **41** acoplado integralmente con la porción exterior con resaltes **35b** que retiene el extremo base de la placa exterior **35a**, un rodete de turbina **42** opuesto al rodete de bomba **41**, y un rodete de estator **43** dispuesto entre los rodetes **41** y **42**.

Una porción saliente del estator **44**, retenedora del extremo base del rodete de estator **43**, se adapta con chaveta a un eje de estator cilíndrico **45**. El eje de estator **45** se soporta giratoriamente en el cigüeñal **15** por un rodamiento **46**, y se soporta en la carcasa de unidad derecha **13R** por el embrague de rueda libre **47**, de modo que el rodete estator **43** puede rotar en una dirección junto con el eje de estator **45**.

Un eje de turbina cilíndrico **48**, retenedor del extremo base del rodete de turbina **42**, se soporta giratoriamente en el eje de estator **45** por el rodamiento **49**, y el engranaje impulsor de reducción primaria **48a** se forma en una porción extrema izquierda del eje de turbina **48**.

Una tapa lateral **50**, que cubre la superficie posterior del rodete de turbina **42**, se acopla integralmente con el rodete de bomba **41**. Un embrague de rueda libre **51** para transmitir una contra-fuerza se inserta entre la tapa lateral **50** y el eje de turbina **48**.

Cuando la velocidad de rotación del cigüeñal **15** supera una velocidad predeterminada, de modo que el rodete de bomba **41** gira junto con la parte exterior de embrague **35**, debido al acoplamiento del embrague de arranque centrífugo **30**, circula aceite hidráulico en el convertidor de torque **40**, para fluir a

su vez desde la parte circunferencial exterior del rodete de bomba **41** de regreso hacia la parte circunferencial interior del rodete de bomba **41** a través del rodete de turbina **42** y el rodete de estator **43**, cuya rotación se regula por el embrague de rueda libre **47**. Por consiguiente, el torque de rotación del rodete de bomba **41** se transmite al rodete de turbina **42**. De esa manera, se impulsa para girar el eje de turbina **48**, integrado con el rodete de turbina **42**, es decir, el engranaje impulsor de reducción primaria **48a**.

Cuando la velocidad de rotación del rodete de turbina **42** aumenta para aproximarse a la velocidad del rodete de bomba **41**, el rodete de estator **43** rueda libre, debido al embrague de rueda libre **47**. Por consiguiente, los rodetes **41**, **42** y **43** aumentan la eficiencia como un acoplamiento fluido en conjunto. De esa manera, el convertidor de torque **40** realiza una función de transmisión automática.

Cuando la contra-carga en el momento de la reducción de velocidad se alimenta del mecanismo de transmisión **12** al eje de turbina **48** por mecanismo de reducción primaria, el torque de rotación del eje de turbina **43** se transmite directamente al rodete de bomba **41** por la tapa lateral **50**, debido al acoplamiento del embrague de rueda libre **51**. Como resultado, la rotación de la porción exterior con resaltes de embrague **35b**, integrada con el rodete de bomba **41**, se transmite al cigüeñal **15** por el embrague unidireccional **60**. Por consiguiente, se aplica el freno de motor.

A continuación se describirá la estructura detallada del embrague unidireccional **60** con referencia a Figs. 3, 4A-4D, 5, 6A-6D, y 7-10.

Primeramente, Fig. 3 es un desarrollo de una primera placa **70** de una jaula **63** que constituye el embrague unidireccional **60**, y Figs. 4A-4D son vistas que muestran la configuración de la primera placa **70** que se ha formado. Fig. 4A es una vista frontal, Fig. 4B es una vista sobre la flecha B de Fig. 4A, Fig. 4C es una vista sobre la flecha C de Fig. 4A, y Fig. 4D es una vista sobre la flecha D de Fig. 4A. Además, Fig. 5 es un desarrollo de una segunda placa **80** de la jaula **63**, y Figs. 6A-6D son vistas que muestran la configuración de la segunda placa **80** que se ha formado. Fig. 6A es una vista frontal, Fig. 6B es una vista sobre la flecha B de Fig. 6A, Fig. 6C es una vista sobre la flecha C de Fig. 6A, y Fig. 6D es una vista sobre la flecha D de Fig. 6A.

En esta incorporación, para formar la primera placa **70** y la segunda placa **80** se troquela una lámina de acero.

La primera placa **70**, desarrollada como se muestra en Fig. 3, está



conformada por un cuerpo sustancialmente anular **71**, una pluralidad de porciones (6 en el ejemplo ilustrado) protuberantes **72** proyectadas del cuerpo **71** en la dirección del diámetro exterior, y dos porciones de lengüeta de engrane **76** proyectadas del cuerpo **71** en la dirección del diámetro interior. Cada porción protuberante **72** está conformada por una primera porción en columna **73** y una porción de asiento de resorte **74**. Un hueco **75**, al cual se unirá un resorte plegable **66**, como se describirá más adelante, se provee en la porción de asiento de resorte **74**. Las porciones de lengüeta de engrane **76** sirven para asegurar la jaula **63** a un anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, que se describirán más adelante. Además, el cuerpo **71** se provee con huecos de sujeción ("**caulking holes**") **77** para acoplar el cuerpo **71** con la segunda placa **80**, como se describirá más adelante.

Cuando el cuerpo **71** de la primera placa **70**, desarrollada como se indica en Fig. 3, se dobla dos veces en cada porción protuberante **72** y una vez en cada porción de lengüeta de engrane **76**, se forma la primera placa tri-dimensional **70**, como se indica en Fig. 4A.

Seguidamente, la segunda placa **80**, desarrollada como se indica en Fig. 5, se conforma por un cuerpo sustancialmente anular **81**, una pluralidad de porciones (6 en el ejemplo ilustrado) protuberantes **82** proyectadas del cuerpo **81** en la dirección del diámetro exterior, y dos porciones de lengüeta de engrane **86** proyectadas del cuerpo **81** en la dirección del diámetro interior. Cada porción protuberante **82** tiene una segunda porción en columna **83** y una saliente de sujeción ("**a caulking protrusion**") **85**. Una superficie de operación de un muñón **84**, que se describirá más adelante, se forma entre la segunda porción en columna **83** y la saliente de sujeción **85**. Las porciones de lengüeta de engrane **86** sirven para fijar la jaula **63** al anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, que se describirá más adelante.

Cuando el cuerpo **81** de la segunda placa **80**, desarrollada como se muestra en Fig. 5, se dobla tres veces en cada porción protuberante **82** y una vez en cada porción de lengüeta de engrane **86**, se forma la segunda placa tri-dimensional **80**, como se muestra en Fig. 6A.

Seguidamente, Fig. 7 es una vista frontal del embrague unidireccional **60** de acuerdo con la incorporación, y Fig. 8 es una vista en corte tomada en un plano que incluye el eje del mismo (embrague). En el embrague unidireccional **60** de acuerdo con la incorporación, el anillo de rodamiento interno del

embrague unidireccional **62** se inserta y se ajusta entre las placas primera y segunda **70** y **80** formadas en configuraciones predeterminadas troquelando una lámina de acero y curvándolas respectivamente, como se muestra en Figs. 4A-4D y 6A-6D. Las salientes de sujeción **85** de la segunda placa **80** se insertan y se enclavan en los huecos de sujeción **77** de la primera placa **70**, mientras que las porciones de lengüeta de engrane **76** y **86** se ajustan y fijan en acanaladuras cóncavas **62a** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**.

Además de las acanaladuras cóncavas **62a**, en las cuales encajarán las porciones de lengüeta de engrane **76** y **86** de las placas primera y segunda **70** y **80**, la circunferencia interior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** tiene una chaveta **62b** para acoplar el embrague unidireccional **62** con la circunferencia exterior de la porción interior con resaltes **31b** del embrague de arranque centrífugo **30**. Adicionalmente, superficies de leva **62c** y porciones de alojamiento **62d** se forman en una pluralidad de sitios (6 en el ejemplo ilustrado) de la circunferencia exterior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**. Cada superficie de leva **62c** se inclina con respecto a la circunferencia, de manera que un rodillo de embrague **64** pueda atraparse o liberarse entre la superficie de leva **62c** y un anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** que se describirán más adelante. Cada porción de alojamiento **62d** puede alojar un muñón **65** el cual, asimismo, se describirá más adelante.

En Figs. 7 y 8, el numeral de referencia **61** representa un anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional (véase también Fig. 2), formado integralmente con la porción protuberante de la porción exterior con resaltes de embrague **35b** del embrague de arranque centrífugo **30**. La circunferencia interior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** se acopla mediante chaveta con la circunferencia exterior de la porción interna con resaltes de embrague **31b** del embrague de arranque centrífugo **30**. La circunferencia exterior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** se dispone para proveer un espacio entre la circunferencia exterior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** y la circunferencia interior del anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61**, de modo que el anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** pueda rotar en relación con el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61**.



Un muñón cilíndrico **65** se acomoda cada porción de alojamiento **62d** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **61**, y un rodillo de embrague **64** se dispone en la parte exterior del muñón **65**. Además, se dispone un resorte plegable **66** en cada porción de asiento del resorte **74**, con el fin de presionar el rodillo de embrague **64** en una dirección de no engrane (sentido anti-horario en Fig. 7).

Seguidamente, Figs. 9 y 10 son vistas que muestran estados de operación del embrague unidireccional **60** de acuerdo con la incorporación. Fig. 9 muestra el estado de operación en donde el embrague unidireccional **60** está girando libre en direcciones opuestas, mientras que Fig. 10 muestra el estado en donde el embrague unidireccional **60** está operando como un embrague unidireccional.

Cuando el motor de combustión interna **11** se está deteniendo o rotando a baja velocidad, como se indica en Fig. 9, cada muñón **65** se aloja en el diámetro interior de la correspondiente porción de alojamiento **62d** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, de modo que el correspondiente rodillo de embrague **64** se presione en la dirección de no engrane por el correspondiente resorte plegable **66**. Es decir, el rodillo de embrague **64** puede girar libre entre el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** y la superficie de leva **62c** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**. Por consiguiente, en el estado mostrado en Fig. 9, incluso cuando el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** o el anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** rotan en cualquier dirección, su rotación no se transmite a la otra.

Seguidamente, cuando el cigüeñal **15** gira en el sentido horario ilustrado, la porción interior con resaltes de embrague **31b** y el anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** rotan juntas. Cuando la velocidad de rotación alcanza un valor predeterminado o mayor, como se muestra en Fig. 10, el muñón **65** se desplaza hacia afuera a lo largo de la superficie de operación **84** del muñón debido a la fuerza centrífuga, empujando el rodillo de embrague **64** contra la fuerza del resorte plegable **66** y en la dirección de engrane (sentido horario en Fig. 10) a lo largo de la superficie de leva **62c**. Por lo tanto, el rodillo de embrague **64** se presiona firmemente y se aprisiona entre la superficie circunferencial interior de el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** y la superficie de leva **62c** del anillo de

rodamiento interno del embrague unidireccional **62**.

Cuando la fuerza motriz transmitida desde la rueda trasera **6** al mecanismo de transmisión **12** es mayor que la fuerza motriz del motor de combustión interna **11** en este estado, la rotación en sentido horario del mecanismo de transmisión **12**, es decir, el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** se transmite directamente al anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, es decir, el cigüeñal **15**.

Por el contrario, cuando la fuerza motriz del motor de combustión interna **11** es mayor que la fuerza motriz transmitida desde la rueda trasera **6** al mecanismo de transmisión **12**, la rotación en sentido horario del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** obliga al rodillo de embrague **64** a desplazarse en la dirección de no engrane entre el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** y la superficie de leva **62c**. Por consiguiente, el rodillo de embrague **64** puede girar libre, de modo que no se transmita la rotación.

La descripción se hará con una transmisión actual de la motocicleta. Usualmente, durante la marcha, la fuerza motriz del motor de combustión interna **11** es mayor que la fuerza motriz transmitida desde la rueda al mecanismo de transmisión **12**. Por consiguiente, debido a la rotación en sentido horario del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, el rodillo de embrague **64** se desplaza en sentido anti-horario, es decir, en la dirección de no engrane y gira libre, tal como se muestra en Fig. 9. Por lo tanto, la rotación no se transmite por el embrague unidireccional **60**.

Seguidamente, por la operación de reducción en la velocidad del motor durante la marcha, la rotación de la rueda se transmite al anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** formada en la porción exterior con resaltes de embrague **35b** del embrague de arranque centrífugo **30** (para rotar el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** en la dirección horaria ilustrada). Cuando el cigüeñal **15** y la porción exterior con resaltes **35b** giran a un número de rotaciones predeterminado o más, el muñón **65** se desplaza hacia afuera, debido a la fuerza centrífuga, de modo que empuja el rodillo de embrague **64** en la dirección anti-horaria (dirección de engrane) a lo largo de la superficie de leva **62c** como se indica en Fig. 10. Por consiguiente, el rodillo de embrague **64** se aprisiona entre la superficie circunferencial interior de el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** y la superficie de leva **62c** del anillo de rodamiento interno del embrague

unidireccional **62**. Como resultado, la rotación horaria del anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61** se transmite al anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, es decir, el cigüeñal **15**, de modo que se aplica el freno de motor.

Por ejemplo, cuando la motocicleta se mantiene bajo control (impulsada) con el motor de combustión interna deteniéndose y con la rueda girando a baja velocidad, no actúa ninguna fuerza centrífuga sobre el muñón **65** del embrague unidireccional **60**. Por consiguiente, como se indica en Fig. 9, el rodillo de embrague **64** se empuja en la dirección anti-horaria (dirección de no engrane) debido a la fuerza del resorte plegable **66**, para introducir el muñón **65** en la porción de alojamiento **62d** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**. Por lo tanto, el rodillo de embrague **64** gira libre, de modo que el embrague unidireccional **60** puede girar libre en las direcciones opuestas. De esa manera, la motocicleta puede continuar impulsándose sin pasar el engranaje a una posición neutra.

En la incorporación, como se describe más arriba, la rotación de la rueda no se transmite al cigüeñal **15** incluso si la rueda gira a baja velocidad. Por lo tanto, no es necesario operar el engranaje cuando se mantiene el control de la motocicleta. Por otro lado, al soltar el acelerador durante la marcha, la rotación de la rueda se transmite al cigüeñal, de modo que puede aplicarse el freno de motor.

En la incorporación, la fuerza centrífuga de cada muñón **65** se emplea preferiblemente de modo que se pueda seleccionar un número de rotaciones predeterminado, que permita liberar el estado de bloqueo del embrague unidireccional, de acuerdo con la pesa del muñón **65**. Por consiguiente, se mejoran las propiedades de propósito general. Adicionalmente, debido a la operación utilizando la fuerza centrífuga, no ocurre pérdida por fricción.

Puede considerarse la fabricación del muñón **65** de un material tal como acero, cobre, una aleación de acero, aluminio, o resina sintética. Si se utiliza un material con una gravedad específica elevada, tal como acero, se aumenta la fuerza centrífuga aplicada por volumen unitario. Por consiguiente, puede obtenerse un estado de funcionamiento subordinado ("**interlocking state**"), incluso con un tamaño de aparato pequeño y con una baja velocidad de rotación, y reducirse el diámetro de cada muñón.

Aunque, en la incorporación, los rodillos del embrague cilíndrico **64** se muestran como elementos rodantes, los elementos rodantes pueden ser



esféricos. Adicionalmente, los muñones **65** pueden ser piezas esféricas en lugar de rodillos cilíndricos. Además, con respecto a la combinación de cada elemento rodante y cada muñón, los dos pueden ser rodillos, o los dos pueden ser piezas esféricas. Alternativamente, uno de ellos puede ser un rodillo, mientras que el otro puede ser una pieza esférica.

Aunque las superficies de leva **62c** del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62** se proveen circunferencialmente en 6 sitios, el número de las superficies de leva **62c** puede variarse según se desee, de acuerdo con una capacidad de torque requerida, o similar. No obstante, es preferible que las superficies de leva **62c** se dispongan circunferencialmente en un intervalo igual, independientemente del número de superficies de leva **62c**.

Aunque el diámetro de cada rodillo de embrague **64** es sustancialmente igual al diámetro de cada muñón **65** en Figs. 7, 9 y 10, no siempre es necesario hacerlos iguales unos a otros. Preferiblemente, los diámetros pueden establecerse de acuerdo con las condiciones de uso (por ejemplo, un intervalo del número de rotaciones durante la operación).

La incorporación se ha descrito con respecto al caso en donde las superficies de leva **62c** se forman en la circunferencia exterior del anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**, y los rodillos de embrague **64** se retienen entre las superficies de leva **62c** y el anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61**. No obstante, las superficies de leva pueden formarse en la circunferencia interior del anillo de rodamiento externo del embrague unidireccional **61**, de modo que los rodillos de embrague puedan retenerse entre las superficies de leva y el anillo de rodamiento interno del embrague unidireccional **62**.

REIVINDICACIONES:

1. Una motocicleta que comprende: un motor de combustión interna con un cigüeñal;
 - un mecanismo de transmisión;
 - un embrague de arranque centrífugo; y
 - un convertidor de torque;en donde el embrague de arranque centrífugo y el convertidor de torque se disponen entre el cigüeñal y el mecanismo de transmisión; y
la motocicleta incluye además un embrague unidireccional dispuesto entre el cigüeñal y el convertidor de torque, de modo que el embrague unidireccional transmita potencia desde el mecanismo de transmisión al cigüeñal sólo cuando una fuerza motriz, transmitida desde una rueda al mecanismo de transmisión, es mayor que una fuerza motriz del motor de combustión interna, y una velocidad de rotación del cigüeñal no es menor que un valor predeterminado.
2. Una motocicleta de acuerdo con la reivindicación 1, en donde el embrague unidireccional comprende:
 - un anillo de rodamiento interno conectado al cigüeñal;
 - un anillo de rodamiento externo conectado al convertidor de torque;
 - un elemento de rodamiento dispuesto entre el anillo de rodamiento externo y el anillo de rodamiento interno en una posición predeterminada;
 - un resorte que urge el elemento de rodamiento; y
 - un vástago que empuja el elemento de rodamiento a una posición predeterminada contra la fuerza de empuje del resorte debida a la fuerza centrífuga.
3. Una motocicleta que comprende:
 - una rueda;
 - un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal;
 - un mecanismo de transmisión dispuesto entre la rueda y el cigüeñal y que transmite la fuerza motriz; y
 - un embrague de arranque centrífugo dispuesto entre el mecanismo de transmisión y el cigüeñal y que transmite la fuerza motriz;en donde el embrague de arranque centrífugo comprende un embrague

interior fijado al cigüeñal, un embrague exterior giratoriamente soportado en el cigüeñal y conectado al mecanismo de transmisión capaz de transmitir la fuerza motriz, y un pesote embrague el cual está dispuesto entre el embrague interior y el embrague exterior y transmite la fuerza motriz entre el embrague interior y el embrague exterior cuando la velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un primer valor predeterminado, y

un embrague unidireccional esta dispuesto entre el embrague interior y el embrague exterior con el fin de transmitir la fuerza motriz del embrague exterior al embrague interior cuando una velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un segundo valor predeterminado, el cual es menor que el primer valor predeterminado, y una velocidad de rotación del embrague exterior es no menor a una velocidad de rotación del embrague interior.

4. Una unidad de potencia que comprende:

un motor de combustión interna con un cigüeñal;

un mecanismo de transmisión;

un embrague de arranque centrífugo; y

un convertidor de torque;

en donde el embrague de arranque centrífugo y el convertidor de torque se disponen entre el cigüeñal y el mecanismo de transmisión; y

la unidad de potencia incluye además un embrague unidireccional dispuesto entre el cigüeñal y el convertidor de torque, de modo que el embrague unidireccional transmita potencia desde el mecanismo de transmisión al cigüeñal únicamente cuando una fuerza motriz, transmitida desde una rueda al mecanismo de transmisión, es mayor que una fuerza motriz del motor de combustión interna, y una velocidad de rotación del cigüeñal no es menor que un valor predeterminado.

5. La unidad de potencia de acuerdo con la reivindicación 4, en donde el embrague unidireccional comprende:

un anillo de rodamiento interno conectado al cigüeñal;

un anillo de rodamiento externo conectado al convertidor de torque;

un elemento de rodamiento dispuesto entre el aro de rodamiento externo y el aro de rodamiento interno y que transmite el torque del aro de rodamiento externo al aro de rodamiento interno en una posición predeterminada;

un resorte de empuje que empuja el elemento de rodamiento; y

un vástago que empuja el elemento de rodamiento a la posición predeterminada contra la fuerza de empuje del resorte debida a la fuerza centrífuga.

6. una unidad e potencia montada en un vehículo que tiene una rueda, que comprende:

un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal;

un mecanismo de transmisión dispuesto entre la rueda y el cigüeñal y que transmite la fuerza motriz; y

un embrague de arranque centrífugo dispuesto entre el mecanismo de transmisión y el cigüeñal y que transmite la fuerza motriz;

en donde el embrague de arranque centrífugo comprende un embrague interior fijado al cigüeñal, un embrague exterior giratoriamente soportado en el cigüeñal y conectado al mecanismo de transmisión capaz de transmitir la fuerza motriz, y un pesote embrague el cual está dispuesto entre el embrague interior y el embrague exterior y transmite la fuerza motriz entre el embrague interior y el embrague exterior cuando la velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un primer valor predeterminado, y

un embrague unidireccional esta dispuesto entre el embrague interior y el embrague exterior con el fin de transmitir la fuerza motriz del embrague exterior al embrague interior cuando una velocidad de rotación del cigüeñal no es inferior a un segundo valor predeterminado, el cual es menor que el primer valor predeterminado, y una velocidad de rotación del embrague exterior es no menor a una velocidad de rotación del embrague interior.



EXTRACTO DE LA DIVULGACIÓN

Una motocicleta incluye: un motor de combustión interna con un cigüeñal; un mecanismo de transmisión; un embrague de arranque centrífugo; y un convertidor de torque. El embrague de arranque centrífugo y el convertidor de torque se disponen entre el cigüeñal y el mecanismo de transmisión. La motocicleta contempla además un embrague unidireccional dispuesto entre el cigüeñal y el convertidor de torque, de modo que el embrague unidireccional transmita potencia desde el mecanismo de transmisión al cigüeñal únicamente cuando una fuerza motriz, transmitida desde una rueda al mecanismo de transmisión, es mayor que una fuerza motriz del motor de combustión interna, y una velocidad de rotación del cigüeñal no es menor que un valor predeterminado.

100780
164

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2005 年 4 月 21 日 (21.04.2005)

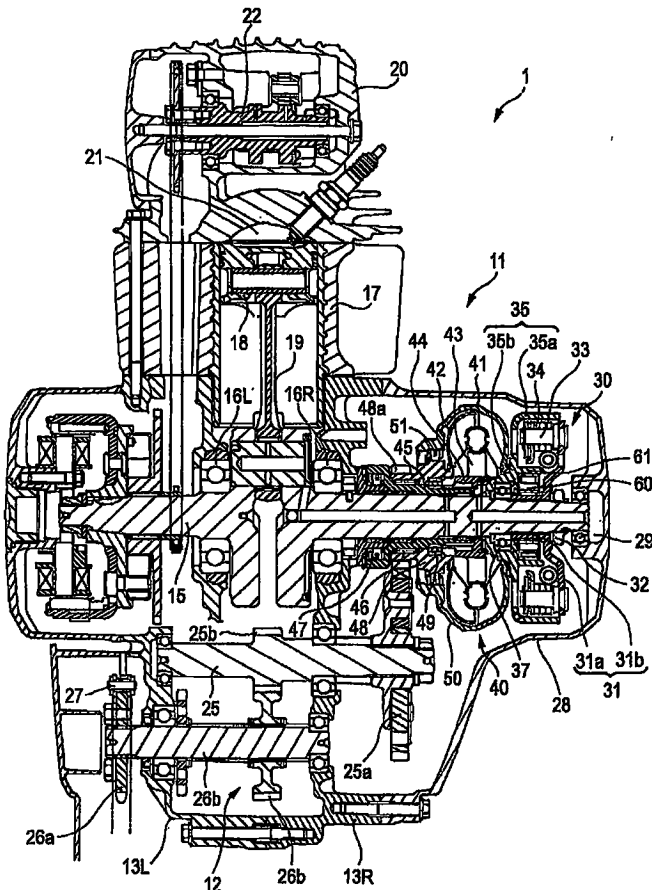
PCT

(10) 国際公開番号
WO 2005/035292 A1

- (51) 国際特許分類: B60K 17/02, 1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP).
B62M 9/00, F16D 41/08, 43/16, 47/04
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/015195 (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 黒岩 保行 (KUROIWA, Yasuyuki). 澤村 吉信 (SAWAMURA, Yoshinobu). 阿部 克哉 (ABE, Katsuya). 近藤 仁 (KONDO, Hitoshi).
- (22) 国際出願日: 2004 年 10 月 7 日 (07.10.2004)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ: 特願2003-349059 2003 年 10 月 8 日 (08.10.2003) JP (74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI, Shohei et al.); 〒1076013 東京都港区赤坂一丁目 1 2 番 3 2 号 アーク森ビル 1 3 階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社 (HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, [続葉有]

(54) Title: TWO-WHEELED MOTOR VEHICLE AND POWER UNIT

(54) 発明の名称: 自動二輪車およびパワーユニット



(57) Abstract: A two-wheeled motor vehicle has an internal combustion engine having a crankshaft, a speed changing mechanism, a centrifugal starter clutch, and a torque converter. The centrifugal starter clutch and the torque converter are arranged between the crankshaft and the speed changing mechanism. Between the crankshaft and the torque converter is disposed a one-way clutch. The one-way clutch transmits power from the speed changing mechanism to the crankshaft only when a drive force transmitted from wheels to the speed changing mechanism side is greater than a drive force of the engine, and at the same time, when the rotating speed of the crankshaft is equal to or greater than a predetermined value.

(57) 要約: 自動二輪車は、クランク軸を有する内燃機関と、変速機構と、遠心式発進クラッチと、トルクコンバータとを備えている。遠心式発進クラッチとトルクコンバータは、クランク軸および変速機構の間に設けられている。クランク軸とトルクコンバータの間に内燃機関の駆動力よりも車輪から変速機構側に伝達される駆動力が大きく、かつ、クランク軸の回転速度が所定値以上である時のみ、変速機構からクランク軸へ動力を伝達する一方クラッチが設けられている。

WO 2005/035292 A1

WO 2005/035292 A1



ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

添付公開書類:
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

自動二輪車およびパワーユニット

<技術分野>

本発明は、クラシック軸を有する内燃機関と、変速機構とを有し、内燃機関と変速機構との間に遠心式発進クラッチが設けられたパワーユニット、および自動二輪車に関する。

<背景技術>

この種の自動二輪車に用いられる内燃機関において、車輪側からクラシック軸側へと向かう動力伝達のみを許容する一方向クラッチを、エンジンブレーキ用として、クラシック軸上に設けたものがあつた（実開昭59-116639号公報、および特開昭62-75141号公報参照）。

<発明の開示>

前記従来の一方向クラッチは、常時一方向クラッチとして作動する。したがつて、このような一方向クラッチをエンジンブレーキ用として利用し、車輪側からクラシック軸側へ向かう動力伝達のみを許容しようとする、内燃機関が停止している時でも、車輪が回転するとその回転はクラシック軸に伝達される。そのため、内燃機関停止時に車両の取り回し（押し歩き）をするには、ギヤをニュートラルポジションに切替えて、駆動力を抜く必要があつた。また、自動二輪車が、ニュートラルを持たない構造の場合は、ギアトランスミッションに新たにニュートラル構造を組み込まなければならなかつた。

こうした問題点を解決するために、本発明は、クラシック軸を有する内燃機関と、変速機構と、遠心式発進クラッチと、トルクコンバータとを備え、遠心式発進クラッチとトルクコンバータとは、クラシック軸および変速機構の間に設けられ、内燃機関の駆動力よりも車輪から変速機構側に伝達される駆動力が大きく、かつ、



クランク軸の回転速度が所定値以上である時のみ、変速機構からクランク軸へ動力を伝達する一方向クラッチが、クランク軸とトルクコンバータの間に設けられている自動二輪車を提供する。

好ましくは、一方向クラッチは、クランク軸に対して接続された内輪と、トルクコンバータに対して接続された外輪と、外輪および内輪の間に配置されて、所定位置において外輪から内輪へのトルク伝達を行う転動体と、転動体を付勢するスプリングと、遠心力を受けてスプリングの付勢力に抗しつつ転動体を所定位置に押圧する錘体とを備えている。

本発明は、車輪と、クランク軸を有する内燃機関と、車輪とクランク軸との間に介在して駆動力を伝達する変速機構と、変速機構とクランク軸との間において駆動力を伝達する遠心式発進クラッチとを備え、遠心式発進クラッチは、クランク軸に固定されたクラッチインナと、クランク軸に回転自在に支持されるとともに変速機構に駆動力を伝達可能に接続されるクラッチアウトと、クラッチインナおよびクラッチアウトとの間に設けられ、クランク軸の回転速度が第一の所定値以上であるときにクラッチインナとクラッチアウトとの間において駆動力を伝達するクラッチウェイトとを備え、クラッチインナとクラッチアウトとの間には、クランク軸の回転速度が、第一の所定値よりも小さい第二の所定値以上であり、かつクラッチアウトの回転速度がクラッチインナの回転速度以上であるときに、クラッチアウトからクラッチインナへ駆動力を伝達する一方向クラッチが設けられている、自動二輪車を提供する。

本発明は、クランク軸を有する内燃機関と、変速機構と、遠心式発進クラッチと、トルクコンバータとを備え、遠心式発進クラッチとトルクコンバータとは、クランク軸および変速機構の間に設けられ、内燃機関の駆動力よりも車輪から変速機構側に伝達される駆動力が大きく、かつ、クランク軸の回転速度が所定値以上である時のみ、変速機構からクランク軸へ動力を伝達する一方向クラッチが、クランク軸とトルクコンバータの間に設けられている、パワーユニットを提供する。

本発明は、車輪を有する車両に搭載されるパワーユニットであって、クランク

軸を有する内燃機関と、車輪とクラシク軸との間に介在して駆動力を伝達する変速機構と、変速機構とクラシク軸との間において駆動力を伝達する遠心式発進クラシクとを備え、遠心式発進クラシクは、クラシク軸に固定されたクラシクナと、クラシク軸に回転自在に支持されるとともに変速機構に駆動力を伝達可能に接続されるクラシクナと、クラシクナおよびクラシクナとの間に設けられ、クラシク軸の回転速度が第一の所定値以上であるときにクラシクナとクラシクナとの間において駆動力を伝達するクラシクナとを備え、第一の所定値よりも小さい第二の所定値以上であり、かつクラシクナとの回転速度がクラシクナの回転速度以上であるときに、クラシクナからクラシクナへ駆動力を伝達する一方クラシクナが設けられている、パワーユニットを提供する。

本発明によれば、クラシク軸の回転数が所定値よりも低い場合は、変速機構側（車輪側）からクラシク軸側への動力伝達がなされないで、車両の取り回し時のように低速で車輪を回転させても、その回転はクラシク軸に伝達されない。したがって車両取り回し時にギヤ操作等をする必要がない。また、ギアミッションにニューtral機構を持たない場合でも、車両の取り回しが可能となるので、ニューtral機構を設ける必要がなく、部品点数を大幅に削減できる。一方、走行中にアクセルを戻せば、車輪の回転はクラシク軸に伝達されるので、エンジンブレーキを作動させることができる。

<図面の簡単な説明>

図1は本実施形態に係る自動二輪車の全体側面図である。

図2は図1中のパワーユニットの要部縦断面図である。

図3は図2中の一方クラシクを構成する保持器の第1プールの展開図である。

図4A～4Dは、上記第1プールの成形後の形状を示す図である。

図5は上記保持器の第2プールの展開図である。

図 6 A～6 Dは上記第 2 プレーットの成形後の形状を示す図である。

図 7 は上記一方向クラッチの正面図である。

図 8 は上記一方向クラッチを軸線を通る平面で切断した断面図である。

図 9 は上記一方向クラッチの作動状況を示す図であって、一方向クラッチが両方向に空転する状態を示している。

図 10 は一方向クラッチが一方向クラッチとして作動している状態を示す図である。

<発明を実施するための最良の形態>

以下本発明に係る一実施の形態について図 1～3、および図 4 A～4 Dに基づき説明する。まず図 1 は、本実施の形態に係る自動二輪車の全体側面図である。

自動二輪車 1 では、車体フレーム 2 の中央にパワーユニット 10 が懸架され、またその車体フレーム 2 の前部に回動自在に枢支されたフロントフォーク 3 に、前輪 4 が軸支されている。更に、パワーユニット 10 に前端を枢支され後方に延びるリヤフォーク 5 の後端に後輪 6 が軸支されている。

上記パワーユニット 10 は、内燃機関 11 と負荷側の変速機構 12 を一体化して構成されたもので、図 2 はその要部の縦断面図である。

内燃機関 11 のクランクケースと変速機構 12 のギヤケースとを一体とした左右半割りの左ユニットケース 13L と右ユニットケース 13R の合体により、内部にクランク室とギヤ室が形成される。

自動二輪車の左右方向に指向して配置されるクランク軸 15 が、左右ユニットケース 13L, 13R の各々にベアリング 16L, 16R を介して支承される。内燃機関 11 においてシリンダブロック 17 のシリンダボア内を摺動自在に嵌装されたピストン 18 と上記クランク軸 15 とをコネクティングロッド 19 が接続している。

シリンダブロック 17 に接合されるシリンダヘッド 20 は、ピストン 18 の頂面との間に燃焼室 21 を形成し、その燃焼室 21 に連通する吸・排気ポートを開閉する吸・排気弁（図示せず）が設けられている。この吸・排気弁を駆動するカム軸 22 は、クランク軸 15 と平行にシリンダヘッド 20 に回動自在に支承される。

170

変速機構 12 では、クランク軸 15 と平行に配置された入力軸 25 と出力軸 26 とが左右ユニットケース 13L, 13R に回転自在に架設されている。上記入力軸 25 には、右ユニットケース 13R から右方へ突出した端部に 1 次減速被駆動ギヤ 25 a が嵌着され、左方内側に駆動ギヤ 25 b が形成されている。また出力軸 26 には、左ユニットケース 13L から左方外側へ突出した端部に駆動スプロケット 26 a が嵌着され、右方内側には被駆動ギヤ 26 b が嵌合されて、その被駆動ギヤ 26 b と前記駆動ギヤ 25 b は互いに噛合っている。

出力軸 26 の外側に突出した駆動スプロケット 26 a と後輪 6 に一体に設けられた被駆動スプロケット 6 a (図 1 参照) との間にチェーン 27 が架渡され最終減速機構が構成されている。

クランク軸 15 の右ユニットケース 13R から右方へ突出した右側部には、右端から内側に向かって順に遠心式発進クラッチ 30, トルクコンバータ 40, 1 次減速駆動ギヤ 48 a が配設されており、その 1 次減速駆動ギヤ 48 a が前記変速機構 12 の 1 次減速被駆動ギヤ 25 a と噛合っている。

この 1 次減速駆動ギヤ 48 a と 1 次減速被駆動ギヤ 25 a との噛合による 1 次減速機構、遠心式発進クラッチ 30 およびトルクコンバータ 40 を右方から覆う右サイドカバー 28 が、右ユニットケース 13R の右端面に接合される。またこの右サイドカバー 28 は、クランク軸 15 の端部をベアリング 29 で軸支する。

遠心式発進クラッチ 30 は、クラッチインナ 31 とクラッチアウト 35 を備えている。クラッチインナ 31 は、ディスク状のインナプレート 31 a と、その基端を保持するインナボス部 31 b とから成り、そのインナボス部 31 b がクランク軸 15 の右端部にスプライン結合され、クラッチ締付ボルト 32 で固定されて、クランク軸と一体に回転するようになっている。またそのインナプレート 31 a の外周端側にクランク軸 15 と平行に突設された複数の支軸 33 に、それぞれクラッチウエイト 34 が傾動自在に枢支されている。

クラッチアウト 35 のアウトプレート 35 a は、その円筒部が上記複数のクラッチウエイト 34 に内周面を対向させてそれらを覆っている。また、そのアウトプレート 35 a の基端を保持するアウトボス部 35 b は、クランク軸 15 にベアリング 37

を介して回転自在に枢支されるとともに、インナボス部 31b に対して一方向クラッチ 60 を介して支持されている。

クランク軸 15 の回転とともに、クラッチインナ 31 は一体に回転するが、一方向クラッチ 60 によってクラッチアウト 35 へ回転トルクが伝達されることはない。クランク軸 15 の回転速度が第一の所定値を越えると、クラッチウエイト 34 の傾動が増してアウトプレート 35a に作用し、遠心式発進クラッチ 30 が係合してクラッチアウト 35 を回転させる。

なお一方向クラッチ 60 は、内燃機関 11 側（クラッチインナ 31 側）の駆動力よりも車輪から変速機構 12 側（クラッチアウト 35 側）に伝達される駆動力が大きく、かつ内燃機関 11 側（クランク軸 15）の回転速度が、上記第一の所定値より小さい第二の所定値以上である時のみ、変速機構 12 側（クラッチアウト 35 側）からクランク軸 15（クラッチインナ 31 側）へ回転動力を伝達することができるものであるが、その詳細な構造等については、後述する。

遠心式発進クラッチ 30 から右ユニットケース 13R 側に隣接して配設されるトルクコンバータ 40 は、前記アウトプレート 35a の基端を保持するアウトボス部 35b に一体的に結合されるポンプ羽根車 41 と、これに対向するタービン羽根車 42 と、これら羽根車 41, 42 間に配置されるステータ羽根車 43 とから構成されるものである。

ステータ羽根車 43 の基端を保持するステータボス部 44 は円筒状のステータ軸 45 にスプライン嵌合し、同ステータ軸 45 はクランク軸 15 にベアリング 46 を介して軸支されるとともに右ユニットケース 13R に対してフリーホイールクラッチ 47 を介して支持され、ステータ羽根車 43 はステータ軸 45 と一体に一方向に回転可能である。

タービン羽根車 42 の基端を保持する円筒状のタービン軸 48 は、前記ステータ軸 45 にベアリング 49 を介して回転自在に支持されており、このタービン軸 48 の左端部に 1 次減速駆動ギヤ 48a が形成されている。

ポンプ羽根車 41 には、タービン羽根車 42 の背面を覆うサイドカバー 50 が一体的に連結され、このサイドカバー 50 とタービン軸 48 との間にバックロード伝達

用のフリーホイールクラッチ 51 が介装されている。

クランク軸 15 の回転速度が所定速度を越え、遠心式発進クラッチ 30 が係合してクラッチアウト 35 とともにポンプ羽根車 41 が回転すると、トルクコンバータ 40 内の作動オイルが、ポンプ羽根車 41 の外周側からタービン羽根車 42 およびフリーホイールクラッチ 47 により回転規制されたステータ羽根車 43 を順に流れて、ポンプ羽根車 41 の内周側に戻るよう循環し、ポンプ羽根車 41 の回転トルクをタービン羽根車 42 に伝達する。こうして、タービン羽根車 42 と一体のタービン軸 48 すなわち 1 次減速駆動ギヤ 48 a が回転駆動される。

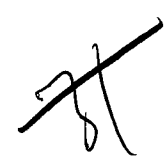
タービン羽根車 42 の回転が高速になりポンプ羽根車 41 の速度に近づくと、フリーホイールクラッチ 47 によりステータ羽根車 43 が空転し、羽根車 41, 42, 43 が一体となって流体継手としての効率を高くして回転する。このようにトルクコンバータ 40 は自動変速機能を果す。

減速時のバックロードが変速機構 12 側から 1 次減速機構を介してタービン軸 48 に入力されたときは、その回転トルクはフリーホイールクラッチ 51 の係合によりサイドカバー 50 を介してポンプ羽根車 41 に直接伝達され、ポンプ羽根車 41 と一体のクラッチアウトボス部 35 b の回転が一方向クラッチ 60 を介してクランク軸 15 に伝達されて、エンジンプレーキが働く。

次に図 3、4 A～4 D、5、6 A～6 D、7～10 を参照して、一方向クラッチ 60 の詳細構造を説明する。

まず図 3 はこの一方向クラッチ 60 を構成する保持器 63 の第 1 プレート 70 の展開図、図 4 A～4 D はその第 1 プレート 70 の成形後の形状を示す図であって、図 4 A は正面図、図 4 B は図 4 A の B 矢視図、図 4 C は図 4 A の C 矢視図、図 4 D は図 4 A の D 矢視図である。また、図 5 は保持器 63 の第 2 プレート 80 の展開図、図 6 A～6 D はその第 2 プレート 80 の成形後の形状を示す図であって、図 6 A は正面図、図 6 B は図 6 A の B 矢視図、図 6 C は図 6 A の C 矢視図、図 6 D は図 6 A の D 矢視図である。

本実施形態では、板状の鋼板を打抜いて第 1 プレート 70 および第 2 プレート 80 を形成する。



第1プレート70の展開状態では、図3に示されるように、ほぼ環状の本体71と、その本体71から外径方向に延びる複数（図示例では6）の凸部72と、上記本体71から内径方向に延びる2つの係合舌部76とから構成されている。凸部72は第1柱部73とばね受け部74とから成り、ばね受け部74には後述のアコーディオンバネ66取り付け用の孔75が設けられる。係合舌部76は、保持器63を後述の一方向クラッチ内輪62に固定するためのものである。本体71には、更に後述の第2プレート80と結合するためのカシメ用孔77が設けられている。

図3に示された展開状態の第1プレート70の本体71に対して、凸部72を2回折り曲げ、係合舌部76を1回折り曲げると、図4Aに示されるような立体的な第1プレート70が形成される。

次に第2プレート80の展開状態では、図5に示されるように、ほぼ環状の本体81と、その本体81から外径方向に延びる複数（図示例では6）の凸部82と、上記本体81から内径方向に延びる2つの係合舌部86とから構成されている。凸部82は、第2柱部83とカシメ用突起85とを備えており、それら第2柱部83とカシメ用突起85との間には、後述の錘体作動面84が形成されている。係合舌部86は、保持器63を後述の一方向クラッチ内輪62に固定するためのものである。

図5に示された展開状態の第2プレート80の本体81に対して、凸部82を3回折り曲げ、係合舌部86を1回折り曲げると、図6Aに示されるような立体的な第2プレート80が形成される。

次に図7は本実施形態の一方向クラッチ60の正面図、図8は軸線を通る平面で切断した断面図である。本実施形態の一方向クラッチ60では、板状の鋼板を打抜き、更に曲げ加工を施して所定の形状に形成された、図4A～4Dおよび図6A～6B図示の第1プレート70および第2プレート80を、一方向クラッチ内輪62を挟み込むようにして結合し、第2プレート80のカシメ用突起85を第1プレート70のカシメ用孔77に挿入してかしめるとともに、係合舌部76、86を一方向クラッチ内輪62の凹溝62aに嵌合して固定する。

一方向クラッチ内輪62の内周には、第1プレート70および第2プレート80の係合舌部76、86を嵌合させるための凹溝62aのほか、一方向クラッチ内輪62



自体を遠心式発進クラッチ 30 のインナボス部 31 b の外周に結合するためのスプライン 62 b が形成されている。また一方向クラッチ内輪 62 の外周複数（図示例では 6）箇所、円周に対して傾斜し、後述の一方向クラッチ外輪 61 との間にクラッチローラ 64 を挟持または解放するカム面 62 c と、同じく後述の錘体 65 を収容する凹部 62 d が形成されている。

図 7 および図 8 において、符号 61 は前記遠心式発進クラッチ 30 のクラッチアウトボス部 35 b と一体に形成された一方向クラッチ外輪（図 2 も参照。）である。また上記一方向クラッチ内輪 62 は、内周が上記遠心式発進クラッチ 30 のクラッチインナボス部 31 b の外周にスプライン結合され、外周は上記一方向クラッチ外輪 61 の内周との間に隙間を存して、一方向クラッチ外輪 61 に対して相対回転可能に配されている。

上記一方向クラッチ内輪 62 の凹部 62 d には円筒形の錘体 65 が収容され、その外方にクラッチローラ 64 が配される。また、ばね受け部 74 にアコーディオンバネ 66 が設けられて、クラッチローラ 64 を非係合方向（図 7 で反時計方向）に付勢するようになっている。

次に図 9 および図 10 は本実施形態の一方向クラッチ 60 の作動状況を示す図であって、図 9 は一方向クラッチ 60 が両方向に空転する状態、図 10 は一方向クラッチ 60 が一方向クラッチとして作動している状態をそれぞれ示す。

内燃機関 11 が停止しているか、あるいは低速で回転している時には、図 9 に示されるように、錘体 65 は一方向クラッチ内輪 62 の凹部 62 d の内径側に位置し、クラッチローラ 64 がアコーディオンバネ 66 によって非係合方向に押圧されている。すなわち、クラッチローラ 64 は一方向クラッチ外輪 61 と一方向クラッチ内輪 62 のカム面 62 c との間で空転自在になっている。したがって図 9 に示される状態では、一方向クラッチ外輪 61、一方向クラッチ内輪 62 のどちらか一方がどちら向きに回転しても、その回転が他方へ伝達されることはない。

次に、クランク軸 15 が図の時計方向に回転すると、クラッチインナボス部 31 b、一方向クラッチ内輪 62 も一体に回転するが、その回転速度が所定値以上に達すると、図 10 に示されるように、錘体 65 が遠心力により錘体作動面 84 に沿っ

N

て外方へ移動し、アコーデオンバネ 66 の力に抗してクラッチローラ 64 をカム面 62 c に沿って係合方向（図 10 の時計方向）に押し出す。そうすると、クラッチローラ 64 は一方向クラッチ外輪 61 内周面と一方向クラッチ内輪 62 のカム面 62 c との間に密に押圧挟持される。

この状態で、内燃機関 11 の駆動力よりも後輪 6 から変速機構 12 側に伝達される駆動力が大きい時には、変速機構 12 側、すなわち一方向クラッチ外輪 61 の時計方向回転はそのまま、一方向クラッチ内輪 62、すなわちクランク軸 15 側へ伝達される。逆に内燃機関 11 の駆動力が後輪 6 から変速機構 12 側に伝達される駆動力よりも大きい時には、一方向クラッチ内輪 62 が時計方向に回転すると、クラッチローラ 64 を一方向クラッチ外輪 61 とカム面 62 c の間の非係合方向へ移動させることになるので、クラッチローラ 64 は空転自在となり、回転は伝達されない。

実際の自動二輪車の運転に即して説明すると、通常走行中は、内燃機関 11 の駆動力が車輪から変速機構 12 側へ伝達される駆動力よりも大きいから、一方向クラッチ内輪 62 の時計方向回転により、図 9 に示されるように、クラッチローラ 64 は反時計方向、すなわち非係合方向へ移動して空転自在となり、一方向クラッチ 60 による回転伝達はなされない。

次に、走行中にエンジン減速の操作を行なうと、車輪の回転は遠心式発進クラッチ 30 のクラッチアウトボス部 35 b に形成された一方向クラッチ外輪 61 に伝達される（図の時計方向に回転）。クランク軸 15 やアウトボス部 35 b が所定の回転数以上で回転している間は、図 10 に示されるように、錘体 65 が遠心力により外方へ移動し、クラッチローラ 64 をカム面 62 c に沿って時計方向（係合方向）へ押し出す。そうするとクラッチローラ 64 は一方向クラッチ外輪 61 内周面と一方向クラッチ内輪 62 のカム面 62 c との間に狭圧されるから、一方向クラッチ外輪 61 の時計方向回転は一方向クラッチ内輪 62 へ、すなわちクランク軸 15 側へ伝達されてエンジンブレーキが働く。

また車両の取り回し（押し歩き）時のように、自動二輪車の内燃機関を停止して車輪を低速で回転させる時は、一方向クラッチ 60 の錘体 65 に遠心力が働らくことがない。したがって図 9 に示されるように、クラッチローラ 64 がアコーデオ



ンバネ 66 の力によって、反時計方向（非係合方向）に押され、錘体 65 を一方向クラッチ内輪 62 の凹部 62 d 内に沈めて、空転自在となるから、一方向クラッチ 60 は両方向に空転することになる。こうしてギヤをニュートラルポジションに切替えなくても、押し歩きすることができる。

上記のように本実施形態においては、低速で車輪を回転させても、その回転はクランク軸 15 に伝達されないから、車両取り回し時にギヤ操作をする必要がない。一方、走行中にアクセルを戻せば、車輪の回転はクランク軸に伝達され、エンジンブレーキを作動させることができる。

また本実施形態では錘体 65 の遠心力を利用するので、一方向クラッチの係止状態を解放する所定回転数を、その錘体 65 の重さにより任意に選定でき、汎用性が向上する。また遠心力によって作動するので、摩擦損失が生じない。

なお、錘体 65 は、鋼材、銅、鋼合金、アルミニウム、合成樹脂等の材料から成形することが考えられるが、鋼等の比重の大きいものを用いると、単位体積あたりに受ける遠心力が大きくなるので、装置のサイズが小さく且つ低速回転時においても噛合い可能な状態が得られ、また錘体の径を小さくすることが可能となる。

本実施形態では転動体として円筒形のクラッチローラ 64 を示したが、これは球体であっても良い。また、錘体 65 についても、円筒形のローラではなく球体であってもよい。更に、転動体と錘体との組み合わせについても、両者ともローラ、両者とも球体、いずれか一方がローラで他方が球体であってもよい。

また、本実施形態では、一方向クラッチ内輪 62 のカム面 62 c が円周方向に 6 箇所設けられているが、カム面 62 c の数は必要なトルク容量などに応じて任意に変更できる。しかしながら、カム面 62 c の数にかかわらずカム面 62 c は円周方向等配分に設けることが好ましい。

また、図 7、図 9、図 10 において、クラッチローラ 64 と錘体 65 の直径がほぼ同じであるが、必ずしも同じ大きさにする必要はない。使用条件（例えば、作動時の回転数の範囲）によって、任意に設定することができる。

また、上記実施形態では、一方向クラッチ内輪 62 の外周にカム面 62 c を形成し、一方向クラッチ外輪 61 との間にクラッチローラ 64 を保持する場合について



WO 2005/035292

PCT/JP2004/015195

説明したが、一方向クラッチ外輪 61 の内周にカム面を形成し、一方向クラッチ内輪 62 との間にクラッチローラを保持するようにしてもよい。

本発明を詳細にまた特定の実施態様を参照して説明したが、本発明の精神と範囲を逸脱することなく様々な変更や修正を加えることができることは当業者にとって明らかである。

<産業上の利用可能性>

本発明は、クランク軸を有する内燃機関と、変速機構とを有し、内燃機関と変速機構との間に遠心式発進クラッチが設けられたパワーユニット、および自動二輪車に良好に適用することができる。

請 求 の 範 囲

1. クランク軸を有する内燃機関と、

変速機構と、

遠心式発進クラッチと、

トルクコンバータとを備え、

前記遠心式発進クラッチと前記トルクコンバータとは、前記クランク軸および前記変速機構の間に設けられ、

前記内燃機関の駆動力よりも車輪から前記変速機構側に伝達される駆動力が大きく、かつ、前記クランク軸の回転速度が所定値以上である時のみ、前記変速機構から前記クランク軸へ動力を伝達する一方向クラッチが、前記クランク軸と前記トルクコンバータの間に設けられている、自動二輪車。

2. 前記一方向クラッチは、

前記クランク軸に対して接続された内輪と、

前記トルクコンバータに対して接続された外輪と、

前記外輪および前記内輪の間に配置されて、所定位置において前記外輪から前記内輪へのトルク伝達を行う転動体と、

前記転動体を付勢するスプリングと、

遠心力を受けて前記スプリングの付勢力に抗しつつ前記転動体を前記所定位置に押圧する錘体とを備えている、請求の範囲第1項記載の自動二輪車。

3. 車輪と、

クランク軸を有する内燃機関と、

前記車輪と前記クランク軸との間に介在して駆動力を伝達する変速機構と、

前記変速機構と前記クランク軸との間において駆動力を伝達する遠心式発進クラッチとを備え、

前記遠心式発進クラッチは、前記クランク軸に固定されたクラッチインナと、

前記クランク軸に回転自在に支持されるとともに前記変速機構に駆動力を伝達可能に接続されるクラッチアウトと、前記クラッチインナおよび前記クラッチアウトとの間に設けられ、前記クランク軸の回転速度が第一の所定値以上であるときに前記クラッチインナと前記クラッチアウトとの間において駆動力を伝達するクラッチウェイトとを備え、

前記クラッチインナと前記クラッチアウトの間には、前記クランク軸の回転速度が、前記第一の所定値よりも小さい第二の所定値以上であり、かつ前記クラッチアウトの回転速度が前記クラッチインナの回転速度以上であるときに、前記クラッチアウトから前記クラッチインナへ駆動力を伝達する一方向クラッチが設けられている、自動二輪車。

4. クランク軸を有する内燃機関と、
変速機構と、
遠心式発進クラッチと、
トルクコンバータとを備え、

前記遠心式発進クラッチと前記トルクコンバータとは、前記クランク軸および前記変速機構の間に設けられ、

前記内燃機関の駆動力よりも車輪から前記変速機構側に伝達される駆動力が大きく、かつ、前記クランク軸の回転速度が所定値以上である時のみ、前記変速機構から前記クランク軸へ動力を伝達する一方向クラッチが、前記クランク軸と前記トルクコンバータの間に設けられている、パワーユニット。

5. 前記一方向クラッチは、
前記クランク軸に対して接続された内輪と、
前記トルクコンバータに対して接続された外輪と、
前記外輪および前記内輪の間に配置されて、所定位置において前記外輪から前記内輪へのトルク伝達を行う転動体と、
前記転動体を付勢する付勢スプリングと、

遠心力を受けて前記付勢スプリングの付勢力に抗しつつ前記転動体を前記所定位置に押圧する錘体とを備えている、請求の範囲第4項記載のパワーユニット。

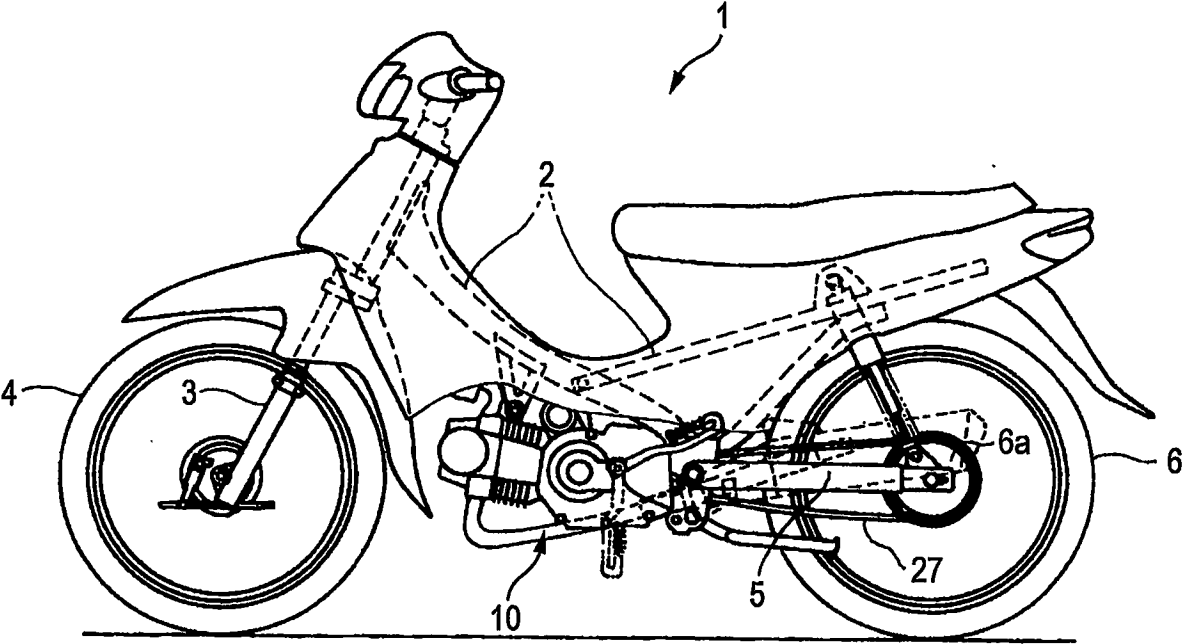
6. 車輪を有する車両に搭載されるパワーユニットであって、
クランク軸を有する内燃機関と、
前記車輪と前記クランク軸との間に介在して駆動力を伝達する変速機構と、
前記変速機構と前記クランク軸との間において駆動力を伝達する遠心式発進クラッチとを備え、

前記遠心式発進クラッチは、前記クランク軸に固定されたクラッチインナと、
前記クランク軸に回転自在に支持されるとともに前記変速機構に駆動力を伝達可能に接続されるクラッチアウトと、前記クラッチインナおよび前記クラッチアウトとの間に設けられ、前記クランク軸の回転速度が第一の所定値以上であるときに前記クラッチインナと前記クラッチアウトとの間において駆動力を伝達するクラッチウェイトとを備え、

前記クラッチインナと前記クラッチアウトの間には、前記クランク軸の回転速度が、前記第一の所定値よりも小さい第二の所定値以上であり、かつ前記クラッチアウトの回転速度が前記クラッチインナの回転速度以上であるときに、前記クラッチアウトから前記クラッチインナへ駆動力を伝達する一方向クラッチが設けられている、パワーユニット。

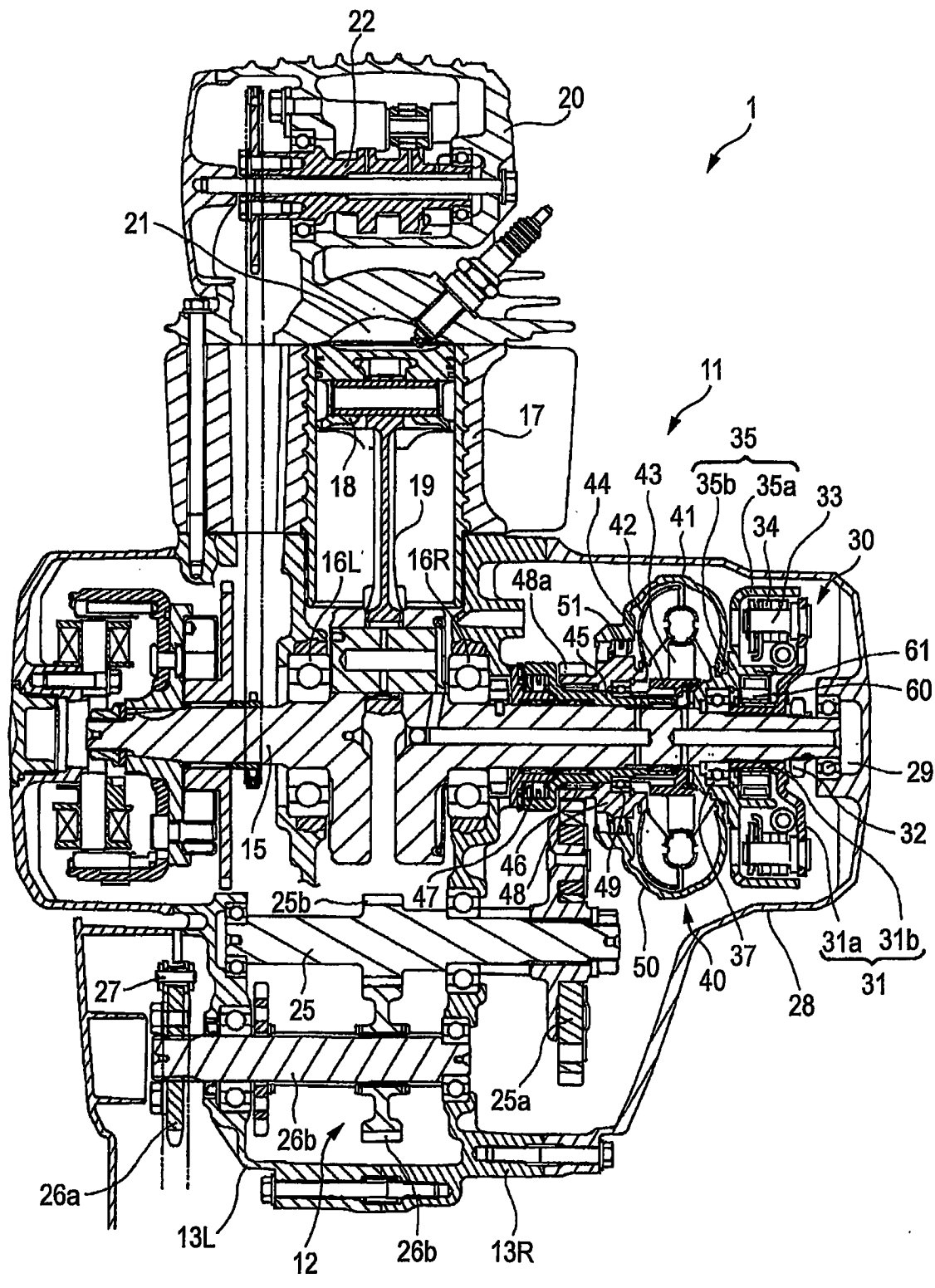
2d

図 1



40

図 2



✓ 184

図 4 A

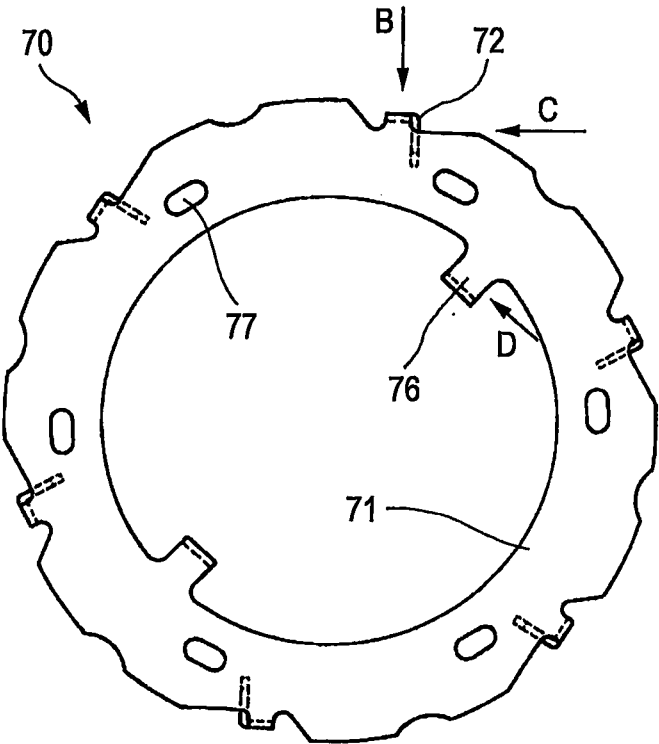


図 4 B

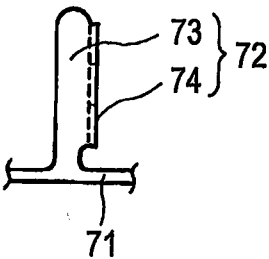


図 4 C

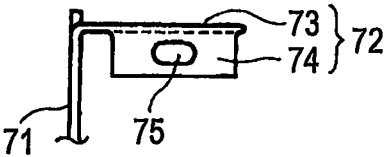
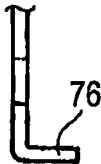


図 4 D



186

図 6 A

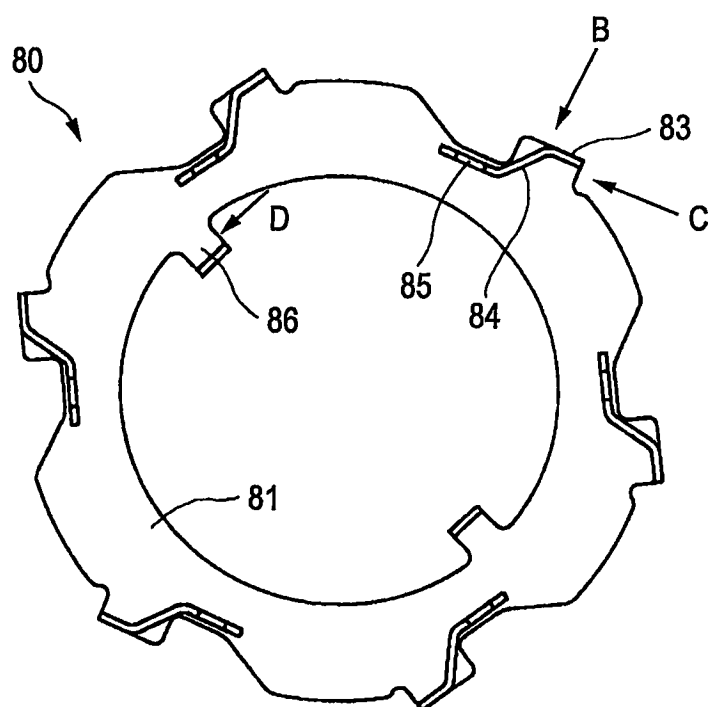


図 6 B

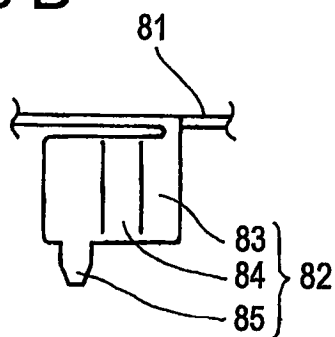


図 6 C

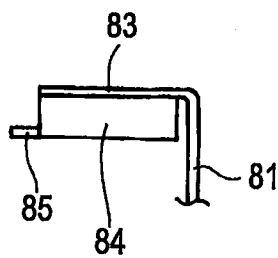
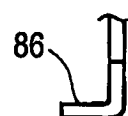


図 6 D



4/1 187

図 7

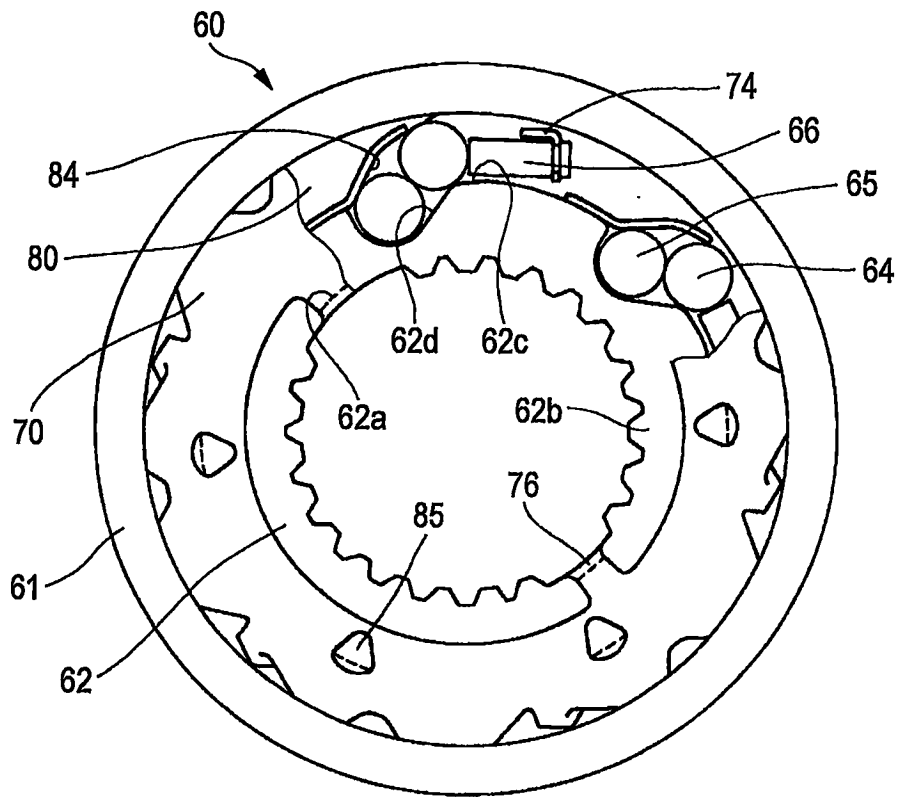
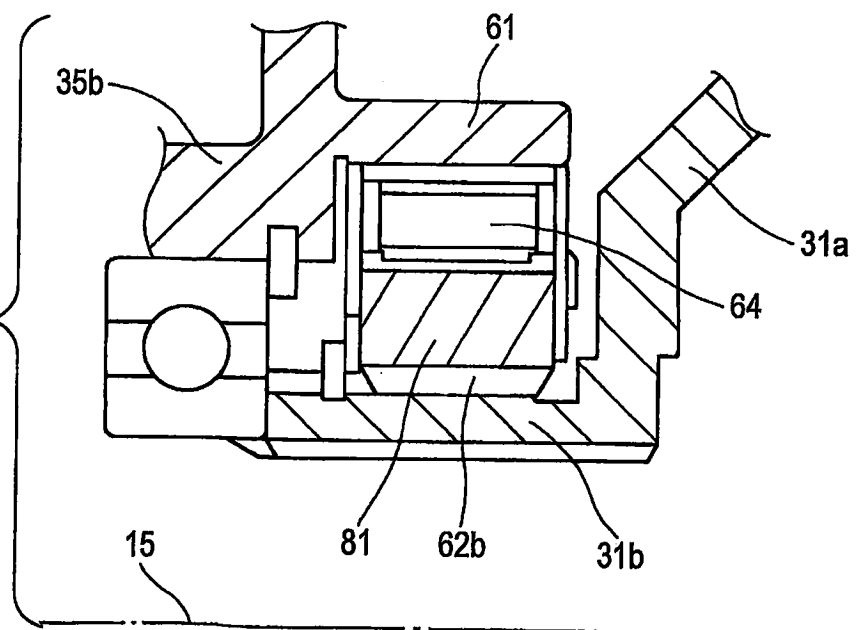


図 8



188

図 9

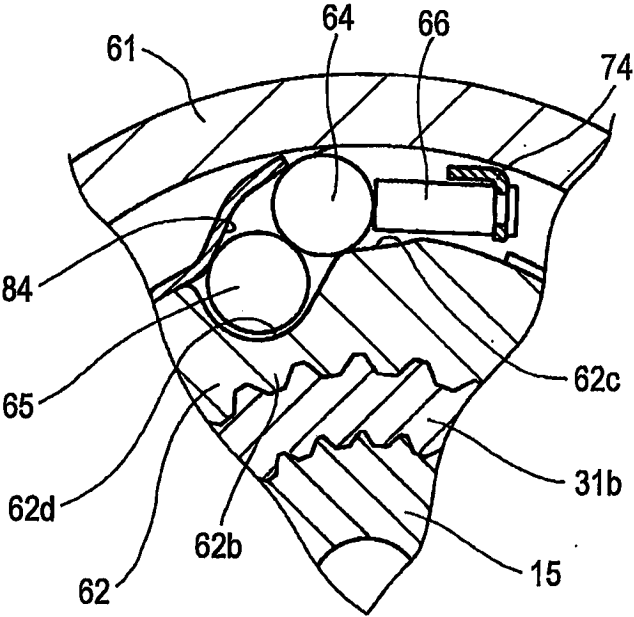
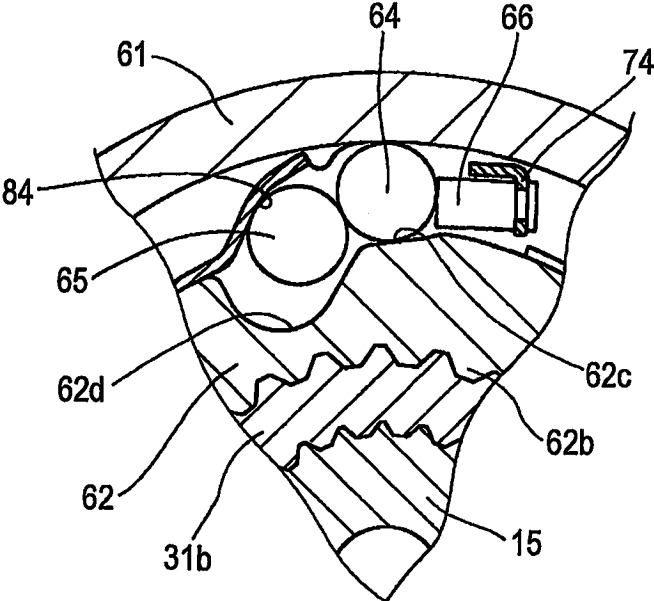


図 10



~~XX~~

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2004/015195

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ B60K17/02, B62M9/00, F16D41/08, F16D43/16, F16D47/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁷ B60K17/02, B62M9/00, F16D41/08, F16D43/16, F16D47/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 62-75141 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 07 April, 1987 (07.04.87), Full text; all drawings (Family: none)	1-6
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 116770/1977 (Laid-open No. 42242/1979) (Honda Motor Co., Ltd.), 22 March, 1979 (22.03.79), Page 10, line 12 to page 12, line 7; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 04 January, 2005 (04.01.05)	Date of mailing of the international search report 25 January, 2005 (25.01.05)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/015195

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 180618/1984 (Laid-open No. 94425/1986) (Suzuki Motor Co., Ltd.), 18 June, 1986 (18.06.86), Page 6, line 17 to page 8, line 8 (Family: none)	1-6
A	JP 2001-295867 A (Honda Motor Co., Ltd.), 26 October, 2001 (26.10.01), Full text; all drawings & ID 29762 A	1-6
A	JP 2000-190746 A (Kabushiki Kaisha Fujitekku), 11 July, 2000 (11.07.00), Full text; all drawings (Family: none)	1-6
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 10621/1983 (Laid-open No. 116639/1984) (Honda Motor Co., Ltd.), 07 August, 1984 (07.08.84), Full text; all drawings (Family: none)	1-6
A	JP 60-263734 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 27 December, 1985 (27.12.85), Full text; all drawings (Family: none)	1-6

[Handwritten signature]

国際調査報告		国際出願番号 PCT/JP2004/015195	
A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int. Cl. ⁷ B60K17/02, B62M9/00, F16D41/08, F16D43/16, F16D47/04			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int. Cl. ⁷ B60K17/02, B62M9/00, F16D41/08, F16D43/16, F16D47/04			
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2005年 日本国登録実用新案公報 1994-2005年 日本国実用新案登録公報 1996-2005年			
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号	
A	JP 62-75141 A (ヤマハ発動機株式会社) 1987. 04. 07, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-6	
A	日本国実用新案登録出願52-116770号 (日本国実用新案登録出願公開54-42242号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (本田技研工業株式会社), 1979. 03. 22, 第10頁第12行-第12頁第7行, 第1-3図 (ファミリーなし)	1-6	
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に関及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献			
国際調査を完了した日 04. 01. 2005		国際調査報告の発送日 25. 1. 2005	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官 (権限のある職員) 関口 勇	3 J 9 2 3 8
		電話番号 03-3581-1101 内線 3328	

~~25~~

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP2004/015195

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	日本国実用新案登録出願59-180618号（日本国実用新案登録出願公開61-94425号）の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（鈴木自動車工業株式会社），1986. 06. 18，第6頁第17行-第8頁第8行（ファミリーなし）	1-6
A	JP 2001-295867 A（本田技研工業株式会社） 2001. 10. 26，全文，全図 & ID 29762 A	1-6
A	JP 2000-190746 A（株式会社フジテック） 2000. 07. 11，全文，全図（ファミリーなし）	1-6
A	日本国実用新案登録出願58-10621号（日本国実用新案登録出願公開59-116639号）の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（本田技研工業株式会社），1984. 08. 07，全文，全図（ファミリーなし）	1-6
A	JP 60-263734 A（ヤマハ発動機株式会社） 1985. 12. 27，全文，全図（ファミリーなし）	1-6

193

DESCRIPTION

MOTOR CYCLE AND POWER UNIT

5

BACKGROUND OF THE INVENTION<Field of the Invention>

The present invention relates to a power unit including an internal combustion engine having a crank shaft, a transmission mechanism and a centrifugal start-up clutch provided between the internal combustion engine and the transmission, and a motorcycle in which a centrifugal start-up clutch and a torque converter are provided between a crankshaft of an internal combustion engine and a transmission mechanism.

10

15

<Background Art>

In some internal combustion engines used in such motorcycles, a one-way clutch allowing only power transmission from a wheel to a crankshaft is provided as an engine brake on the crankshaft (e.g. see JP-UM-A-59-116639 or

20

JP-A-62-75141).

SUMMARY OF THE INVENTION<Disclosure of the Invention>

The aforementioned one-way clutch in the background art always operates as a one-way clutch. Therefore, when the

25

one-way clutch is used as an engine brake so as to allow only power transmission from the wheel to the crankshaft, rotations of the wheel will be transmitted to the crankshaft if the wheel rotates even when the internal combustion engine is stopping.

5 For this reason, in order to take (shove) the motorcycle around when the internal combustion engine is stopping, it is necessary to change a gear to a neutral position so as to release the driving force. When the motorcycle has no neutral structure, a new neutral structure has to be built in a gear transmission.

10 In order to solve the foregoing problem in the background art, the invention provides a motorcycle including: an internal combustion engine having a crankshaft; a transmission mechanism; a centrifugal start-up clutch; and a torque converter, the centrifugal start-up clutch and the torque converter being
15 provided between the crankshaft and the transmission mechanism; wherein the motorcycle further includes a one-way clutch provided between the crankshaft and the torque converter so that the one-way clutch transmits power from the transmission mechanism to the crankshaft only when a driving force transmitted
20 from a wheel toward the transmission mechanism is larger than a driving force of the internal combustion engine and a rotational speed of the crank shaft is not lower than a predetermined value.

25 Preferably, the one-way clutch includes an inner race connected to the crank shaft; an outer race connected to the

~~87~~ 195

torque converter; a rolling element disposed between the outer race and the inner race and transmitting torque from the outer race to the inner race at a predetermined position; a spring urging the rolling element; and a spindle pushing the rolling element to the predetermined position against the urging force of the spring due to centrifugal force.

The invention provides a motorcycle including: a wheel; an internal combustion engine having a crank shaft; a transmission mechanism disposed between the wheel and the crank shaft and transmitting driving force; and a centrifugal start-up clutch disposed between the transmission mechanism and the crank shaft and transmitting the driving force; wherein the centrifugal start-up clutch includes a clutch inner fixed to the crank shaft, a clutch outer rotatably supported on the crank shaft and connected to the transmission mechanism capable of transmitting the driving force, and a clutch weight which is disposed between the clutch inner and the clutch outer and transmits the driving force between the clutch inner and the clutch outer when rotation speed of the crank shaft is not lower than a first predetermined value, and a one-way clutch is disposed between the clutch inner and the clutch outer so as to transmit the driving force from the clutch outer to the clutch inner when a rotation speed of the crank shaft is not lower than a second predetermined value, which is smaller than the first predetermined value, and a rotation speed of the clutch

~~5~~ 196

outer is not lower than a rotation speed of the clutch inner.

The invention also provides a power unit including: an internal combustion engine having a crankshaft; a transmission mechanism; a centrifugal start-up clutch; and a torque converter, the centrifugal start-up clutch and the torque converter being provided between the crankshaft and the transmission mechanism; wherein the power unit further includes a one-way clutch provided between the crankshaft and the torque converter so that the one-way clutch transmits power from the transmission mechanism to the crankshaft only when a driving force transmitted from a wheel toward the transmission mechanism is larger than a driving force of the internal combustion engine and a rotational speed of the crank shaft is not lower than a predetermined value.

The invention provides a power unit mounted on a vehicle having a wheel, including: an internal combustion engine having a crank shaft, a transmission mechanism disposed between the wheel and the crank shaft and transmitting driving force; and a centrifugal start-up clutch transmitting the driving force between the transmission mechanism and the crank shaft; wherein the centrifugal start-up clutch includes a clutch inner fixed to the crank shaft, a clutch outer rotatably supported on the crank shaft and connected to the transmission mechanism capable of transmitting the driving force, and a clutch weight which is disposed between the clutch inner and the clutch outer and transmits the driving force between the clutch inner and the

~~X~~ 197

clutch outer when a rotation speed of the crank shaft is not
lower than a first predetermined value, and a one-way clutch
is disposed between the clutch inner and the clutch outer so
as to transmit the driving force from the clutch outer to the
5 clutch inner when a rotation speed of the crank shaft is not
lower than a second predetermined value, which is smaller than
the first predetermined value, and a rotation speed of the clutch
outer is not lower than a rotation speed of the clutch inner

According to the invention, the power is not transmitted
10 from the transmission mechanism side (wheel side) to the
crankshaft side when the rotation number of the crankshaft is
lower than the predetermined value. Thus, even when the wheel
is rotated at a low speed, for example, in order to take the
motorcycle around, the rotation of the wheel is not transmitted
15 to the crankshaft. Accordingly, it is not necessary to operate
the gear or the like when the motorcycle is taken around. In
addition, even when the gear transmission has no neutral
mechanism, the motorcycle can be taken around. Thus, it is
unnecessary to provide a neutral mechanism, so that the number
20 of parts can be reduced on a large scale. On the other hand,
when the accelerator is released during the running of the
motorcycle, the rotations of the wheel are transmitted to the
crankshaft so that the engine brake can be applied.

28
198

~~BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS~~

<Brief Description of the Drawings>

The present invention may be more readily described with reference to the accompanying drawings:

Fig. 1 is a general side view of a motorcycle according to an embodiment.

Fig. 2 is a main portion longitudinal sectional view of a power unit depicted in Fig. 1.

Fig. 3 is a development of a first plate of a cage
10 constituting a one-way clutch depicted in Fig. 2.

Figs. 4A-4D are views showing the shape of the first plate which has been formed.

Fig. 5 is a development of a second plate of the cage.

Figs. 6A-6D are views showing the shape of the second
15 plate which has been formed.

Fig. 7 is a front view of the one-way clutch.

Fig. 8 is a sectional view taken on a plane of the one-way clutch including the axis thereof.

Fig. 9 is a view showing the operating state of the one-way
20 clutch, which is running idle in opposite directions.

Fig. 10 is a view showing the operating state of the one-way clutch, which is operating as a one-way clutch.

~~DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS~~

25 <Best Mode for Carrying Out the Invention>

~~7~~ 199

An embodiment according to the invention will be described below with reference to Figs. 1-3 and 4A-4D. First, Fig. 1 is a general side view of a motorcycle according to this embodiment.

5 In the motorcycle 1, a power unit 10 is suspended at the center of a body frame 2. A shaft of a front wheel 4 is supported on a front fork 3 rotatably pivoted on a front portion of the body frame 2. Further, a shaft of a rear wheel 6 is supported on the rear end of a rear fork 5 pivoted at its front end on
10 the power unit 10 and extending backward.

The power unit 10 is constituted by an internal combustion mechanism 11 and a load-side transmission mechanism 12 integrated with each other. Fig. 2 is a longitudinal sectional view of a main portion of the power unit 10.

15 A left unit casing 13L and a right unit casing 13R which are left and right half splits are combined to incorporate a crank casing of the internal combustion engine 11 and a gear casing of the transmission mechanism 12. Thus, a crank chamber and a gear chamber are formed internally.

20 A crankshaft 15 is supported on the left and right unit casings 13L and 13R through bearings 16L and 16R respectively, so as to be disposed to point in the left/right direction of the motorcycle. In the internal combustion engine 11, a piston 18 slidably fitted into a cylinder bore of a cylinder block
25 17 is connected to the crank shaft 15 through a connecting rod

200

19.

A cylinder head 20 joined to the cylinder block 17 forms a combustion chamber 21 between the cylinder head 20 and the top face of the piston 18. The cylinder head 20 is provided with an air intake and exhaust valve (not shown) for opening and closing an air intake and exhaust port communicating with the combustion chamber 21. A cam shaft 22 for driving the air intake and exhaust valve is rotatably supported on the cylinder head 20 and in parallel to the crankshaft 15.

10 In the transmission mechanism 12, an input shaft 25 and an output shaft 26 disposed in parallel with the crankshaft 15 are rotatably laid between the left and right unit casings 13L and 13R. A primary reduction driven gear 25a is fitted to an end portion of the input shaft 25 projecting rightward from the right unit casing 13R, and a driving gear 25b is formed on the left inside. A driving sprocket 26a is fitted to an end portion of the output shaft 26 projecting on the left outside of the left unit casing 13L, and a driven gear 26b is fitted on the right inside of the left unit casing 13L. The driven gear 26b and the driving gear 25b gear with each other.

A chain 27 is laid between the driving sprocket 26a projecting outside the output shaft 26 and a driven sprocket 6a (see Fig. 1) provided integrally with the rear wheel 6, so as to form a final reduction mechanism.

25 In a right side portion of the crankshaft 15 projecting

 201

rightward from the right unit casing 13R, a centrifugal start-up clutch 30, a torque converter 40 and a primary reduction driving gear 48a are disposed in turn from the right end toward the inside. The primary reduction driving gear 48a gears with the
5 primary reduction driven gear 25a of the transmission mechanism 12.

The primary reduction mechanism based on the gearing between the primary reduction driving gear 48a and the primary reduction driven gear 25a, the centrifugal start-up clutch 30
10 and the torque converter 40 are covered, from the right side, with a right side cover 28 which is joined to the right end face of the right unit casing 13R. The right side cover 28 rotatably supports an end portion of the crankshaft 15 through a bearing 29.

15 The centrifugal start-up clutch 30 has a clutch inner 31 and a clutch outer 35. The clutch inner 31 is comprised of a disk-like inner plate 31a and an inner boss portion 31b for retaining the base end of the inner plate 31a. The inner boss portion 31b is spline-coupled with a right end portion
20 of the crankshaft 15 and fixed by a clutch lock bolt 32 so as to rotate integrally with the crankshaft. In addition, on a plurality of spindles 33 provided on the outer circumferential end side of the inner plate 31a so as to project in parallel with the crankshaft 15, clutch weights 34 are pivoted to tilt
25 desirably, respectively.

~~100~~
202

The outer plate 35a of the clutch outer 35 covers the plurality of clutch weights 34 so that the inner circumferential surface of the cylindrical portion of the outer plate 35a is opposed to the clutch weights 34. On the other hand, the outer boss portion 35b retaining the base end of the outer plate 35a is rotatably pivoted on the crankshaft 15 through a bearing 37 while being supported on the inner boss portion 31b through a one-way clutch 60.

With the rotation of the crankshaft 15, the clutch inner 31 rotates together. However, the rotational torque is not transmitted to the clutch outer 35 through the one-way clutch 60. When the rotational speed of the crankshaft 15 exceeds a predetermined value, the tilting of the clutch weights 34 increases and acts on the outer plate 35a. Thus, the clutch outer 35 is rotated due to the engagement of the centrifugal clutch 30.

The one-way clutch 60 can transmit the rotation power from the transmission mechanism 12 side (the clutch outer 35 side) to the crankshaft 15 (the clutch inner 31 side) only when the driving force transmitted from the wheel to the transmission mechanism 12 side (the clutch outer 35 side) is larger than the driving force on the inner combustion engine 11 side (the clutch inner 31 side) and the rotational speed of the inner combustion engine 11 (the crankshaft 15) is not lower than a predetermined value. The detailed structure of the one-way

~~10~~ 203

clutch 60 and the like will be described later.

The torque converter 40 disposed on the centrifugal start-up clutch 30 adjacently to the right unit casing 13R is constituted by a pump impeller 41 coupled integrally with the
5 outer boss portion 35b retaining the base end of the outer plate 35a, a turbine impeller 42 opposed to the pump impeller 41, and a stator impeller 43 disposed between the impellers 41 and 42.

A stator boss portion 44 retaining the base end of the
10 stator impeller 43 is spline-fitted to a cylindrical stator shaft 45. The stator shaft 45 is rotatably supported on the crankshaft 15 through a bearing 46, and supported on the right unit casing 13R through a free wheel clutch 47 so that the stator impeller 43 can rotate in one direction together with the stator
15 shaft 45.

A cylindrical turbine shaft 48 retaining the base end of the turbine impeller 42 is rotatably supported on the stator shaft 45 through a bearing 49, and the primary reduction driving gear 48a is formed in a left end portion of the turbine shaft
20 48.

A side cover 50 covering the back surface of the turbine impeller 42 is coupled integrally with the pump impeller 41. A free wheel clutch 51 for transmitting a back-load is inserted between the side cover 50 and the turbine shaft 48.

25 When the rotational speed of the crankshaft 15 exceeds

107

204

a predetermined speed so that the pump impeller 41 rotates together with the clutch outer 35 due to the engagement of the centrifugal start-up clutch 30, hydraulic oil in the torque converter 40 circulates to flow in turn from the outer

5 circumferential side of the pump impeller 41 back to the inner circumferential side of the pump impeller 41 through the turbine impeller 42 and the stator impeller 43 whose rotation is regulated by the free wheel clutch 47. Thus, the rotational torque of the pump impeller 41 is transmitted to the turbine
10 impeller 42. In such a manner, the turbine shaft 48 integrated with the turbine impeller 42, that is, the primary reduction driving gear 48a is driven to rotate.

When the rotational speed of the turbine impeller 42 increases to approach the speed of the pump impeller 41, the
15 stator impeller 43 runs idle due to the free wheel clutch 47. Thus, the impellers 41, 42 and 43 enhance the efficiency as a fluid coupling together. In such a manner, the torque converter 40 performs an automatic transmission function.

When the back-load at the time of speed reduction is input
20 from the transmission mechanism 12 to the turbine shaft 48 through the primary reduction mechanism, the rotational torque of the turbine shaft 48 is transmitted directly to the pump impeller 41 through the side cover 50 due to the engagement of the free wheel clutch 51. As a result, the rotation of the
25 clutch outer boss portion 35b integrated with the pump impeller

✓
205

41 is transmitted to the crankshaft 15 through the one-way clutch 60. Thus, the engine brake is applied.

Next, the detailed structure of the one-way clutch 60 will be described with reference to Figs. 3, 4A-4D, 5, 6A-6D, 5 and 7-10.

First, Fig. 3 is a development of a first plate 70 of a cage 63 constituting the one-way clutch 60, and Figs. 4A-4D are views showing the shape of the first plate 70 which has been formed. Fig. 4A is a front view, Fig. 4B is a view on arrow B of Fig. 4A, Fig. 4C is a view on arrow C of Fig. 4A, and Fig. 4D is a view on arrow D of Fig. 4A. In addition, Fig. 5 is a development of a second plate 80 of the cage 63, and Figs. 6A-6D are views showing the shape of the second plate 80 which has been formed. Fig. 6A is a front view, Fig. 6B is a view on arrow B of Fig. 6A, Fig. 6C is a view on arrow C of Fig. 6A, and Fig. 6D is a view on arrow D of Fig. 6A.

In this embodiment, a plate-like steel sheet is punched to form the first plate 70 and the second plate 80.

The first plate 70 developed as shown in Fig. 3 is constituted by a substantially annular body 71, a plurality of (6 in the illustrated example) protrusion portions 72 extending from the body 71 in the outer diameter direction, and two engagement tongue portions 76 extending from the body 71 in the inner diameter direction. Each protrusion portion 72 is comprised of a first columnar portion 73 and a spring

206

seat portion 74. A hole 75 to which an accordion spring 66 will be attached as described later is provided in the spring seat portion 74. The engagement tongue portions 76 serve to fix the cage 63 to a one-way clutch inner race 62 which will be described later. Further, the body 71 is provided with caulking holes 77 for coupling the body 71 with the second plate 80 as will be described later.

When the body 71 of the first plate 70 developed as shown in Fig. 3 is bent twice in each protrusion portion 72 and once in each engagement tongue portion 76, the three-dimensional first plate 70 as shown in Fig. 4A is formed.

Next, the second plate 80 developed as shown in Fig. 5 is constituted by a substantially annular body 81, a plurality of (6 in the illustrated example) protrusion portions 82 extending from the body 81 in the outer diameter direction, and two engagement tongue portions 86 extending from the body 81 in the inner diameter direction. Each protrusion portion 82 has a second columnar portion 83 and a caulking protrusion 85. A spindle operating surface 84 which will be described later is formed between the second columnar portion 83 and the caulking protrusion 85. The engagement tongue portions 86 serve to fix the cage 63 to the one-way clutch inner race 62 which will be described later.

When the body 81 of the second plate 80 developed as shown in Fig. 5 is bent three times in each protrusion portion 82

~~80~~

207

and once in each engagement tongue portion 86, the three-dimensional second plate 80 as shown in Fig. 6A is formed.

Next, Fig. 7 is a front view of the one-way clutch 60 according to the embodiment, and Fig. 8 is a sectional view taken on a plane including the axis thereof. In the one-way clutch 60 according to the embodiment, the one-way clutch inner race 62 is inserted and mated between the first and second plates 70 and 80 formed into predetermined shapes by punching a plate-like steel sheet and bending it respectively as shown in Figs. 4A-4D and 6A-6D. The caulking protrusions 85 of the second plate 80 are inserted and caulked into the caulking holes 77 of the first plate 70, while the engagement tongue portions 76 and 86 are fitted and fixed into concave grooves 62a of the one-way clutch inner race 62.

In addition to the concave grooves 62a to which the engagement tongue portions 76 and 86 of the first and second plates 70 and 80 will be fitted, the inner circumference of the one-way clutch inner race 62 has a spline 62b for coupling the one-way clutch 62 itself with the outer circumference of the inner boss portion 31b of the centrifugal start-up clutch 30. In addition, cam surfaces 62c and recess portions 62d are formed in a plurality of (6 in the illustrated example) places of the outer circumference of the one-way clutch inner race 62. Each cam surface 62c is inclined with respect to the circumference so that a clutch roller 64 can be caught or released



between the cam surface 62c and a one-way clutch outer race 61 which will be described later. Each recess portion 62d can receive a spindle 65 which will be described later likewise.

In Figs. 7 and 8, the reference numeral 61 represents a one-way clutch outer race (also see Fig. 2) formed integrally with the clutch outer boss portion 35b of the centrifugal start-up clutch 30. The inner circumference of the one-way clutch inner race 62 is spline-coupled with the outer circumference of the clutch inner boss portion 31b of the centrifugal start-up clutch 30. The outer circumference of the one-way clutch inner race 62 is disposed to secure a gap between the outer circumference of the one-way clutch inner race 62 and the inner circumference of the one-way clutch outer race 61 so that the one-way clutch inner race 62 can rotate relatively to the one-way clutch outer race 61.

A cylindrical spindle 65 is received in each recess portion 62d of the one-way clutch inner race 62d, and a clutch roller 64 is disposed outside the spindle 65. In addition, an accordion spring 66 is provided in each spring seat portion 74 so as to urge the clutch roller 64 in a non-engagement direction (counterclockwise in Fig. 7).

Next, Figs. 9 and 10 are views showing the operating states of the one-way clutch 60 according to the embodiment. Fig. 9 shows the state where the one-way clutch 60 is running idle in opposite directions, while Fig. 10 shows the state where

~~6X~~ 209

the one-way clutch 60 is operating as a one-way clutch.

When the internal combustion engine 11 is stopping or rotating at a low speed, as shown in Fig. 9, each spindle 65 is located on the inner diameter side of the corresponding recess portion 62d of the one-way clutch inner race 62 so that the corresponding clutch roller 64 is pressed in the non-engagement direction by the corresponding accordion spring 66. That is, the clutch roller 64 can run idle between the one-way clutch outer race 61 and the cam surface 62c of the one-way clutch inner race 62. Thus, in the state shown in Fig. 9, even when either the one-way clutch outer race 61 or the one-way clutch inner race 62 rotates in any direction, the rotation thereof is not transmitted to the other.

Next, when the crankshaft 15 rotates in the illustrated clockwise direction, the clutch inner boss portion 31b and the one-way clutch inner race 62 rotate together. When the rotational speed reaches a predetermined value or higher, as shown in Fig. 10, the spindle 65 moves outward along the spindle operating surface 84 due to centrifugal force so as to push the clutch roller 64 against the force of the accordion spring 66 and in the engagement direction (clockwise in Fig. 10) along the cam surface 62c. Thus, the clutch roller 64 is tightly pressed and nipped between the inner circumferential surface of the one-way clutch outer race 61 and the cam surface 62c of the one-way clutch inner race 62.

210

When the driving force transmitted from the rear wheel 6 to the transmission mechanism 12 is larger than the driving force of the internal combustion engine 11 in this state, the clockwise rotation of the transmission mechanism 12, that is, the one-way clutch outer race 61 is transmitted directly to the one-way clutch inner race 62, that is, the crankshaft 15. On the contrary, when the driving force of the internal combustion engine 11 is larger than the driving force transmitted from the rear wheel 6 to the transmission mechanism 12, clockwise rotation of the one-way clutch inner race 62 leads the clutch roller 64 to move in the non-engagement direction between the one-way clutch outer race 61 and the cam surface 62c. Thus, the clutch roller 64 can run idle so that the rotation is not transmitted.

Description will be made along an actual drive of the motorcycle. Usually during running, the driving force of the internal combustion engine 11 is larger than the driving force transmitted from the wheel to the transmission mechanism 12. Accordingly, due to the clockwise rotation of the one-way clutch inner race 62, the clutch roller 64 moves counterclockwise, that is, in the non-engagement direction and runs idle as shown in Fig. 9. Thus, the rotation is not transmitted by the one-way clutch 60.

Next, by the operation of reduction in engine speed during running, the rotation of the wheel is transmitted to the one-way

~~CPH~~

211

clutch outer race 61 formed in the clutch outer boss portion 35b of the centrifugal start-up clutch 30 (to rotate the one-way clutch outer race 61 in the illustrated clockwise direction). When the crankshaft 15 and the outer boss portion 35b are rotating at a predetermined rotation number or more, the spindle 65 moves outward due to centrifugal force so as to push the clutch roller 64 in the counterclockwise direction (engagement direction) along the cam surface 62c as shown in Fig. 10. Thus, the clutch roller 64 is nipped between the inner circumferential surface of the one-way clutch outer race 61 and the cam surface 62c of the one-way clutch inner race 62. As a result, the clockwise rotation of the one-way clutch outer race 61 is transmitted to the one-way clutch inner race 62, that is, the crankshaft 15 so that the engine brake is applied.

For example, when the motorcycle is taken (shoved) around with the internal combustion engine being stopped and with the wheels being rotated at a low speed, no centrifugal force acts on the spindle 65 of the one-way clutch 60. Accordingly, as shown in Fig. 9, the clutch roller 64 is pushed in the counterclockwise direction (non-engagement direction) due to the force of the accordion spring 66 so as to sink the spindle 65 into the recess portion 62d of the one-way clutch inner race 62. Thus, the clutch roller 64 runs idle so that the one-way clutch 60 can run idle in the opposite directions. In such a manner, the motorcycle can be shoved around without changing

212

the gear into a neutral position.

In the embodiment, as described above, the rotation of the wheel is not transmitted to the crankshaft 15 even when the wheel is rotated at a low speed. It is therefore unnecessary to operate the gear when the motorcycle is taken around. On the other hand, when the accelerator is released during running, the rotation of the wheel is transmitted to the crankshaft so that the engine brake can be applied.

In the embodiment, the centrifugal force of each spindle 65 is used so that a predetermined rotation number with which the lock state of the one-way clutch can be released can be selected desirably in accordance with the weight of the spindle 65. Thus, the general-purpose properties are improved. In addition, due to operation using the centrifugal force, there occurs no loss by friction.

It can be considered that the spindle 65 is formed out of a material such as a steel product, copper, a steel alloy, aluminum, or synthetic resin. When a material having a high specific gravity, such as steel, is used, the centrifugal force applied per unit volume is increased. Thus, an interlocking state can be obtained even in a small apparatus size and at a low rotational speed, and the diameter of each spindle can be reduced.

Although the cylindrical clutch rollers 64 are shown as rolling elements in the embodiment, the rolling elements may

213

be spherical. In addition, the spindles 65 may be not cylindrical rollers but spherical pieces. Further, as for the combination of each rolling element and each spindle, the both may be rollers, or the both may be spherical pieces.

5 Alternatively, one of them may be a roller while the other is a spherical piece.

Although the cam surfaces 62c of the one-way clutch inner race 62 are provided circumferentially at 6 places, the number of the cam surfaces 62c can be changed desirably in accordance with a required torque capacity or the like. However, it is preferable that the cam surfaces 62c are provided circumferentially at an equal interval regardless of the number of the cam surfaces 62c.

Although the diameter of each clutch roller 64 is substantially equal to the diameter of each spindle 65 in Figs. 7, 9 and 10, it is not always necessary to make them equal to each other. The diameters may be set desirably in accordance with the use conditions (for example, a range of the rotation number during operation).

20 The embodiment has been described on the case where the cam surfaces 62c are formed in the outer circumference of the one-way clutch inner race 62, and the clutch rollers 64 are retained between the cam surfaces 62c and the one-way clutch outer race 61. However, the cam surfaces may be formed in the inner circumference of the one-way clutch outer race 61 so that

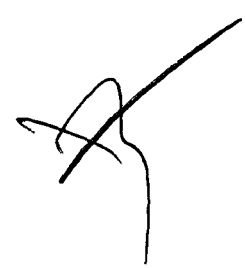
214

the clutch rollers can be retained between the cam surfaces and the one-way clutch inner race 62.

<Industrial Applicability>

5

The present invention is preferably applied to a power unit including an internal combustion engine having a crank shaft, a transmission mechanism and a centrifugal start-up clutch provided between the internal combustion engine and the transmission, and a motorcycle.



215

WHAT IS CLAIMED IS:

CLAIMS

1. A motorcycle comprising: an internal combustion engine having a crankshaft;

- 5 a transmission mechanism;
- a centrifugal start-up clutch; and
- a torque converter;

wherein the centrifugal start-up clutch and the torque converter are provided between the crankshaft and the transmission mechanism; and

the motorcycle further includes a one-way clutch provided between the crankshaft and the torque converter so that the one-way clutch transmits power from the transmission mechanism to the crankshaft only when a driving force transmitted from a wheel toward the transmission mechanism is larger than a driving force of the internal combustion engine and a rotational speed of the crank shaft is not lower than a predetermined value.

2. The motorcycle according to claim 1, wherein the one-way clutch comprises:

- an inner race connected to the crank shaft;
- an outer race connected to the torque converter;
- a rolling element disposed between the outer race and the inner race and transmitting torque from the outer race to the inner race at a predetermined position;

220

ABSTRACT-OF-THE-DISCLOSURE

A motorcycle includes: an internal combustion engine having a crankshaft; a transmission mechanism; a centrifugal start-up clutch; and a torque converter. The centrifugal start-up clutch and the torque converter are provided between the crankshaft and the transmission mechanism. The motorcycle further includes a one-way clutch provided between the crankshaft and the torque converter so that the one-way clutch transmits power from the transmission mechanism to the crankshaft only when a driving force transmitted from a wheel toward the transmission mechanism is larger than a driving force of the internal combustion engine and a rotational speed of the crank shaft is not lower than a predetermined value.

221

REPUBLICA DE COLOMBIA
SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

Folio 79

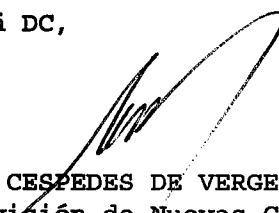
2020
Bogotá D.C.,

Doctor(a)
CADENA SARMIENTO JUAN PABLO
Apoderado(a) y/o Representante de
HONDA MOTOR CO., LTD.

REFERENCIA	Radicación No.	06 34463
	Solicitud internacional	JP2004/015195
	Fecha inicio fase nacional	08/05/2006
	Trámite	11
	Evento	379
	Actuación	416
	Oficio No.	4539
	Folios	1

Teniendo en cuenta que la solicitud de privilegio de patente que se tramita bajo el expediente indicado en la referencia, reúne los requisitos de forma establecidos en la Decisión 486 de la Comisión de la Comunidad Andina, el Tratado de Cooperación en Materia de Patentes (PCT), el Reglamento y la Circular Única de la Superintendencia de Industria y Comercio, se envía el extracto de la solicitud a la Oficina de Comunicaciones para efecto de su publicación en la Gaceta de Propiedad Industrial.

Cúmplase
Dado en Bogotá DC,


ALIX CARMENZA CESPEDES DE VERGEL
Jefe de la división de Nuevas Creaciones

adpa10