



Bogotá, D.C., 18 de enero de 2017

Doctor

JOSE LUIS SALAZAR LÓPEZ

Director Nuevas Creaciones

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO -SIC-

E.

S.

D.

RE.: SOLICITANTE: BAJAJ AUTO LIMITED
TITULO: "UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN"
EXPEDIENTE: NC2016/0005922

PRESENTACIÓN DOCUMENTO DE PRIORIDAD

HELENA CAMARGO WILLIAMSON, mayor de edad y vecina de Bogotá D.C., identificada como aparece al pie de mi firma, en mi condición de apoderada de la sociedad **BAJAJ AUTO LIMITED** domiciliada en Akurdi Pune, Maharastra, India, respetuosamente me dirijo a usted con el fin de presentar documento de prioridad correspondiente a la solicitud de la patente de invención de la India con número **4942/MUM/2015**, junto con su traducción oficial al español, para que sea tenida en cuenta.

Del Señor Director,

POSSE HERRERA RUIZ

HELENA CAMARGO WILLIAMSON
C.C 35.455.268 de Bogotá
T.P. 76985

 INTELLECTUAL PROPERTY INDIA PATENTES – DISEÑOS – MARCAS – INDICACIONES GEOGRÁFICAS	 सत्यमेव जयते	Tel: 022 – 24137701 022 – 24141026 022 – 24150381 022 – 24130387 Fax: 022 – 24130837 Email: mumbai-patent@nic.in Pág. Web: www.ipindia.nic.in
	GOBIERNO DE LA INDIA Oficina de Patentes, Boudhik Sampada Bhawan S. M. Road, Cerca a la Oficina de Correos Antop Hill, Mumbai, 400 037, India	

CERTIFICADO

SECCIÓN 147 (1) DE LA LEY DE PATENTES DE 1970

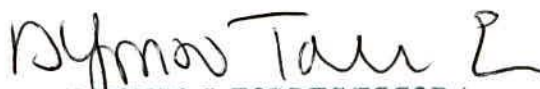
Por el presente se certifica que el documento adjunto es una copia auténtica de la Especificación Completa radicada el 22 / 12 / 2016 respecto de la Solicitud de Patente No. 4942 / MUM / 2015 y de BAJAJ AUTO LIMITED en Akurdi Pune – 411035, Estado de Maharashtra, India.

El presente certificado se expide bajo las facultades que me han sido otorgadas bajo la Sección 147 (1) de la Ley de Patentes de 1970.

Tiene sello

Dado hoy, el 09 de enero de 2017

Fdo. Ilegible
(MANOJ SOMKUWAR)
EXAMINADOR DE PATENTES Y
DISEÑOS


ALFONSO J. TORRES ESCOBA
 TRADUCTOR E INTÉRPRETE OFICIAL
 INGLÉS - ESPAÑOL
 RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
 MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

FORMULARIO – 2

LEY DE PATENTES DE 1970

(39 de 1970)

&

Las Reglas de Patentes, 2003

ESPECIFICACIÓN COMPLETA

(SECCIÓN 10 Y REGLA 13)

TÍTULO

“UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN”

SOLICITANTE

Nosotros, **BAJAJ AUTO LIMITED**, una sociedad india, con su oficina registrada en Akurdi, Pune – 411035, Estado de Maharashtra, India.

La siguiente especificación describe la naturaleza de la presente invención: -

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTÉRPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1433 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

4

CAMPO DE INVENCION

La presente invención se refiere a un sistema de transmisión para uso en vehículos automotores tales como vehículos compactos de dos / tres / cuatro ruedas. La invención se refiere, más en particular, pero no de forma exclusiva, a sistemas automatizados de transmisión manual secuencial.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Los sistemas de transmisión que emplean tambor de cambio entre engranajes son conocidos en la industria automotriz. Por ejemplo, la Patente USA No. 4754662 asignada a Honda revela un ejemplo típico de transmisiones convencionales para motocicletas que comprenden un tambor de cambio, o cambiador de tambor, el cual puede ser considerado como una leva giratoria para convertir su rotación en traslación (a lo largo del eje del cambiador de tambor) de los engranajes para trabar / soltar diferentes engranajes. Un tambor de cambios tiene ranuras de rodillos formadas en una superficie periférica exterior del mismo, La cual tiene características específicas que pueden ser definidas en términos de ángulos índice, inclinación de rampa y ángulos de cierre (*index, ramp and dwell angles*).

Las horquillas de selección de cambios vienen montadas en un eje para movimiento deslizante sobre el mismo y se reciben en unos extremos respectivamente en las ranuras de rodillos. Los otros extremos de las horquillas de selección de cambios actúan con cambiadores o collarines de cambio montados en un eje de entrada y un eje de salida, y los engranajes de entrada y salida se montan en el eje de entrada y en el eje de salida, respectivamente. En operación, un cambio de engranaje es operado manualmente para girar el tambor de cambios, de forma que los cambiadores sean movidos por la actuación simultánea de las horquillas de selección de cambios para conectar los ejes de entrada y salida juntos a través de los engranajes integrados de entrada y salida, transmitiendo así la rotación de un cigüeñal de un motor de la motocicleta al eje de salida a una relación seleccionada de engranaje o transmisión. Para ese fin, el tambor de cambios viene con un ángulo índice específico para cada relación de engranaje que puede ser escogida solo en

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 1755 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUST.

una secuencia creciente o descendente. Para escoger una relación de engranaje deseada (1º engranaje, 2º engranaje, 3º engranaje y así de forma sucesiva), el tambor de cambios es girado por el ángulo índice predefinido. Durante el proceso de cambio de engranaje a través de un activador operados manualmente (pedal de cambio de engranaje) o por un activador de cambio de engranaje operado de forma automática.

Tales sistemas de transmisión deben ser compactos toda vez que hay poco espacio para acomodarlos. De conformidad, se han realizado muchos esfuerzos para inventar sistemas de transmisión que sean más compactos. Un ejemplo se describe en Honda Motor Co Ltd US 2010/0218634 que presenta una transmisión secuencial de múltiples velocidades con un tambor de cambios que tiene una superficie periférica exterior formada por estrías de guía de cambio de configuración en espiral. Las estrías de guía de cambio son operables para mover el activador de cambio de engranaje y así permitir los cambios de relación de engranaje. El giro del tambor de cambios se ve restringido a un ángulo de giro correspondiente a la velocidad de cada engranaje; por cambio restrictivo se entiende el tener un miembro restrictivo presionado contra una superficie de leva de una leva de giro restrictivo montada al tambor de cambios de forma que pueda ser girada como un solo cuerpo con el tambor de cambios; por lo común, los medios restrictivos o el miembro restrictivo se conocen como un mecanismo de freno.

Otro sistema de transmisión se describe en Honda Motor Co Ltd US 2008/00821725. Este sistema de transmisión incluye un centro de centro de tambor de cambios con una pluralidad de ranuras de establecimiento de tren de engranaje organizados con espacios de separación a la misma distancia unos de otros, en la periferia exterior del centro del tambor de cambios. Las ranuras de establecimiento de tren de engranaje establecen un tren de engranaje específico seleccionados de entre una pluralidad de trenes de engranaje involucrando selectivamente un brazo de tapón de tambor en ello. El centro de tambor de cambios además incluye ranuras semi neutras hacer activadas con el brazo de tapón de tambor. Las ranuras semi neutras también están dispuestas en la periferia exterior del centro de tambor de cambios y en

una porción central entre cada par de las ranuras de establecimiento de tren de engranaje, respectivamente. El sistema de transmisión busca suprimir el ruido de engranaje durante el cambio de una posición de posición de engranaje por medio de un movimiento deslizante de un cambiador.

Para sistemas de transmisión, como sería el caso de los sistemas de transmisión manual automatizada (AMT), el empaque de activadores y sensores es difícil para vehículos de dos ruedas debido al más pequeño tamaño del sistema de transmisión. El Solicitante ha observado mayores dificultades cuando la transmisión completa es empacada en el eje de la rueda trasera, con espacio limitado disponible para tal empaquetamiento, en particular del arreglo de cambio, tomando en cuenta los detalles del rin de la rueda trasera, así como a los detalles de montaje de la suspensión trasera

Un AMT también crear retos adicionales para el conductor que no es capaz de vez en bragas poder seleccionar un cambio neutro en la caja, lo cual puede ser necesario o deseable en ciertas situaciones de daño mecánico, por ejemplo, una batería agotada.

OBJETOS DE LA INVENCION:

Es un primer objeto de la presente invención el ofrecer un sistema de transmisión que sea más compacto, más fácil de empaquetar y menos costosos que los sistemas de transmisión del arte anterior, por ejemplo, aquellos que se han descrito más arriba.

Es un segundo objeto de la presente invención el ofrecer un sistema de transmisión que permita una operación de cambio de engranaje efectiva, con componentes de activación del engranaje menos voluminosos y menos complejos que reduce potencia y calificación del motor, que se requiere para operar el sistema. También sería ventajoso el usar un sistema de menor costo y más simple que el que se emplea típicamente en sistemas de transmisión del arte previo. Si bien es cierto que la complejidad puede buscar una mayor

precisión en el cambio de engranaje, tal precisión viene a un costo que sería deseable minimizar.

RESUMEN DE LA INVENCION

Tomando en cuenta tales objetos, la presente invención ofrece un sistema de transmisión que comprende:

un sistema de propulsión de engranajes de cambios que incluye:

un tambor de cambios para movimiento angular controlado sobre un eje del mismo, donde el mencionado tambor de cambios tiene una superficie periférica exterior con una pluralidad de estrías de activador que pueden trabajar con los respectivos variadores para establecer cuando menos una relación de engranaje seleccionada dependiente del mencionado movimiento angular del mencionado tambor de cambios; y

un activador de cambio de engranaje para girar el mencionado tambor de cambios, a voluntad, mediante un movimiento angular seleccionado a una posición seleccionada del tambor de cambios

en donde el mencionado activador de cambio para girar el antedicho tambor de cambios mantiene el mencionado tambor de cambios en tal posición hasta que una nueva posición del tambor de cambios sea seleccionada sin el uso de un mecanismo de freno o tapón. El activador de cambio permite que los mecanismos de freno o tapón usados en los sistemas de transmisión del arte previo, tales como los que se han descrito más arriba, sean evitados. Esto ayuda a hacer que el sistema de transmisión sea más compacto, lo cual es uno de los objetos de la presente invención. Además, esto hace que el sistema de transmisión y el sistema de control sean simples y rentables.

La posición seleccionada del tambor de cambios corresponde de forma ventajosa a una relación seleccionada de engranaje o una posición neutra seleccionada. La posición seleccionada del tambor de cambios puede corresponder con cualquier otra posición intermedia dependiente de la estrategia de control del tambor de cambios.

3
7

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1133 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

Si bien el sistema de transmisión puede ser un sistema de transmisión manual, es más convenientemente una transmisión manual automatizada o una transmisión totalmente automatizada. Tales transmisiones ofrecen al operador conveniencia y confort, por ejemplo, en el caso case de un vehículo pequeño, tal como una motocicleta o scooter, mediante la automatización del proceso de cambio de engranaje. Tales sistemas de transmisión automatizados típicamente incluyen una unidad de control para controlar la operación del sistema de transmisión. En ese caso, la unidad de control puede, de acuerdo con una estrategia predeterminada, controlar la operación del activador de cambio de forma que mantenga el tambor de cambios en la posición requerida, reduciendo de esta forma el error inaceptable ente la posición seleccionada del activador de cambio y la posición actual del activador de cambio posición mediante la iniciación del movimiento angular del tambor de cambios hacia la posición seleccionada. Se puede lograr un control más continuo en ausencia de un mecanismo de freno.

De forma ventajosa, el activador de cambio incluye un motor activador eléctrico u otro dispositivo comparable, incluyendo, cuando sea necesario, un engranaje reductor, para girar el tambor de cambios a través del movimiento angular requerido bajo la supervisión de la unidad de control que opera de acuerdo con la estrategia de control predeterminada. El engranaje reductor puede emplear cualquiera de una serie de configuraciones idóneas de tren de engranaje. El tren de reducción ventajosamente embraga directamente con el tambor de cambios sin requerir ninguna otra articulación, ahorrando así espacio de empaquetamiento. Tal motor de activación solo necesita superar el torque generado directamente del cambio de las horquillas (típicamente usadas como variadores) y la inercia del tambor. Como no se emplea un mecanismo de freno, tal motor de activación no tiene que superar ninguna fuerza de distorsión adicional, como la que podría ser dada por un mecanismo de freno.

Las estrellas del activador del tambor de cambios tienen propiedades que incluyen ángulo índice, inclinación de rampa y ángulo de cierres que pueden definirse de la siguiente manera. El ángulo índice de un tambor puede ser

9
9

definido como el ángulo entre posiciones de engranaje subsecuentes, y – cuando los engranajes neutros están posicionados entre posiciones de engranaje Como se describe más abajo – el ángulo entre posiciones de engranaje y neutro. El ángulo índice es el ángulo en el cual el tambor de cambios requiere ser rotado con el fin de lograr la siguiente posición la cual puede ser una posición de engranaje o un engranaje neutro en la incorporación que se describe más abajo.

El ángulo de inclinación de rampa de una estría de activador puede ser definido, de forma amplia, como la pendiente de una estría del activador, a una posición particular seleccionada, y determina el esfuerzo requerido para rotar el tambor de cambios al cambiar de engranaje. Es el ángulo entre las porciones inclinadas de una estría del activador próximas a la posición seleccionada y una línea subtendiendo la superficie periférica exterior del tambor de cambios.

El ángulo de cierre de una estría del activador es una medida angular, típicamente plana, de la porción (es decir paralelo a la superficie periférica del tambor de cambios) en las posiciones de engranaje o neutra. Dentro de esta zona, la lengüeta de la horquilla de selección de cambios no cambia su posición axial y mantiene así la posición seleccionada, como es la posición de engranaje o neutra, a pesar de la rotación del tambor de cambios. El ángulo de cierre asiste en el mantenimiento de la posición seleccionada requerida a pesar de las variaciones de manufactura / apilamiento. El ángulo de cierre también ayuda a posicionar el engranaje en cambio automatizado toda vez que un ángulo de tambor más amplio es el objetivo del activador de cambio de engranaje más que un simple valor preciso el cual complicaría el control del activador de cambio de engranaje. Un rango de ángulo de cierre puede permitir un mayor ángulo de tambor objetivo y por ende un control más fácil y más rápido. Por ejemplo, un rango de ángulo de cierre de $\pm 8^\circ$ significa que, para una posición de engranajes seleccionada, el tambor puede ser detenido en cualquier lugar dentro de un rango de 16° .

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR Y INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2011
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

10
10

El sistema de propulsión de engranajes de cambios permite la optimización del tambor de cambios, permitiendo un uso más eficiente de una mayor porción de su superficie periférica exterior y circunferencia para un trabajo dado (y tamaño de tambor) que sistemas de transmisión anteriores. Por encima de 300°, deseablemente por encima de 330°, de la circunferencia del tambor de cambios puede ser dotado con estrías del activador que se extienda más allá de este sector. Esto permite el uso de mayores ángulos índice y ángulos de cierre, como se han definido arriba, para un tamaño de tambor dado. Tal extensión angular es significativamente más alta que para sistemas manuales de transmisión que tienen limitaciones ergonómicas y de empaque sobre ángulos índice y un requerimiento de que el mecanismo de frenos mantenga el tambor de cambios en una posición correcta. Los más altos ángulos índice en la transmisión manual requerirían mayores ángulos de rotación del mecanismo de cambio / articulación, por lo que debe hacerse espacio en el diseño del motor para acomodar este mayor ángulo. Por otro lado, los beneficios se logran sin requerir longitudes de la estría de activación mayores que la circunferencia del tambor, como es el caso en algunos sistemas anteriores de transmisión automatizada manual. Por ejemplo, algunas patentes de arte previo revelan una longitud excesiva de estría de activación. Sin embargo, esto tiene algunas desventajas. Una desventaja es para la detección de los engranajes. Básicamente dos o más engranajes tendrían la misma posición angular en el tambor. El sistema de control debe poder diferenciar entre los dos engranajes. Esto es particularmente difícil, cuando el sistema es arrancado después de algún tiempo Y no hay información previa disponible. Se requiere lógica / mecanismos adicionales para esta detección. Otra desventaja es que el desplazamiento de cambio debe ser lo suficientemente largo para permitir que la estría se traslape más de 360 grados para correr lado a lado y que todas formas deje suficiente espesor de la pared del tambor entre ellos. El desplazamiento de cambio de la mayoría de vehículos de dos ruedas no es suficiente para esto. Esto puede ser obviado mediante un arreglo de engranaje especial en el cual la porción que se traslapa hace que ambos engranajes se desplacen alejándose uno del otro para crear el espesor de pared.

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR / INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS / ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

Los ángulos de inclinación de rampa también pueden ser seleccionados, por debajo de alrededor de 40°, a valores relativamente bajos que permite la selección de un motor eléctrico más pequeño para un trabajo que el típico para las transmisiones manuales automáticas anteriores, pues se requiere menos esfuerzo para rotar el tambor de cambios. Un AMT típico podría tener un tamaño bajo de motor y al mismo tiempo tener ángulos bajos de inclinación de rampa aumentando el diámetro del tambor. La ausencia de un mecanismo de freno también es altamente ventajosa en este sentido.

Una posición en neutro es convenientemente suministrada entre dos posiciones de engranaje al igual que estría del activador. Deseablemente, y ventajosamente por razones de seguridad, se ofrece una pluralidad de posiciones neutras para que el sistema de transmisión permita que el tambor de cambios sea llevado a la posición en neutro más cercana lo más rápidamente posible, con el mínimo rezago de tiempo en caso de urgencia y para evitar conflicto. Las estrías del activador del tambor de cambios son configuradas de conformidad. Aún más ventajosamente, las posiciones en neutro y las posiciones de engranaje son arregladas de forma alternativa de forma que – más deseablemente – se ofrece una posición intermedia en neutro entre cada posición de engranaje junto con una estría del activador. Tales posiciones intermedias en neutro son neutras “de trabajo” que pueden ser mantenidas en posición, lo que contrasta con las posiciones técnicas en neutro del arte anterior que sólo son efectivas durante una transición de cambio de engranaje, estando presente esencialmente para garantizar que un engranaje sea de hecho liberado antes de que el siguiente entre en acción. Tal posición técnica en neutro no es idónea para los fines del Solicitante, siendo inestable – por causa del freno y por causa de la distorsión de tal tambor de cambio para rotar hacia una posición de engranaje en vez de permanecer en la posición en neutro.

Cada posición intermedia en neutro, como lo propone el Solicitante, puede ser lograda proveyendo un terreno plano o pasador en una estría del activador del tambor de cambio entre cada posición de engranaje. Se espera que esto dé

12
12

asistencia en una serie de maneras. Primero, el ángulo neutro efectivo del tambor entre cualesquiera dos engranajes se aumenta, facilitando así el control (es decir, la selección de neutro es más fácil y más rápida debido al más amplio ángulo del tambor). Segundo, el plano en el perfil del tambor debe garantizar que no hay torque / carga actuando sobre el tambor de cambios que podría resultar en una posición en neutro inestable (en particular comparado con el caso en el que el neutro se logra simplemente parando en una porción inclinada de tambor Durante la transición entre los engranajes). Esta característica, combinada con la ausencia de un mecanismo de freno permite el mantener cualquier posición en neutro sin tener que gastar una cantidad significativa de energía y con beneficios en reducción de costos del motor. Tercero, y debido a lo anterior, cualquier neutro intermedio puede ser fácilmente mantenido en el estado de "apagado" del vehículo (igual en condición de batería inoperante) lo cual puede ser sumamente útil para mover y darle mantenimiento al vehículo en caso de daño o de cualquier falla de funcionamiento.

Se entenderá que, con sujeción a las restricciones de empaquetamiento, la necesidad de acomodar cada engranaje y posición en neutro dentro de un ángulo de 360 grados de rotación del tambor de cambios y el objeto de lograr un sistema de transmisión compacto, cada una de las posiciones en neutro y de engranaje tiene un ángulo de cierre seleccionado para optimizar los costos de la unidad de control, facilidad de selección de posición neutra y engranaje, y de todas formas comodidad del operador y seguridad. Con fines de ilustración, el Solicitante ha encontrado que, preferiblemente, el ángulo de cierre para cada posición de engranaje es de por lo menos ± 3 grados, preferiblemente de por lo menos ± 4 grados y más preferiblemente alrededor de ± 8 grados. Preferiblemente, el ángulo de cierre para la posición en neutro es de por lo menos ± 3 grados, más preferiblemente por lo menos ± 4 grados. El sistema de transmisión es una transmisión secuencial y el movimiento angular requerido para rotar el tambor de cambios entre cada posición de engranaje también es llamado el "ángulo índice". El sistema de transmisión también incluye cualquier cantidad deseada de relaciones

13
13

engranaje aún cuando en el mercado se prefieren cuatro, cinco, o seis relaciones de engranaje o sistemas de velocidad. El ángulo índice para sistemas de transmisión automatizada manual o transmisiones automática puede exceder los logrados o puede tener el mismo ángulo índice que los sistemas de transmisión manual (60 grados máximo para transmisión de 6 velocidades y 72 grados máximo para transmisión de 5 velocidades) donde el confort del conductor pone límites al rango del ángulo índice y uso de la circunferencia del tambor de cambios para implementar varias opciones de selección de engranaje. Preferiblemente, el ángulo índice para cada posición de engranaje en una transmisión de seis velocidades el Sistema automatizado de transmisión manual de la forma descrita sobrepasa los 60 grados. Preferiblemente, el ángulo índice para cada posición de engranaje en una transmisión de cuatro velocidades el Sistema automatizado de transmisión manual puede exceder los 90 grados y puede extenderse incluso hasta los 108 grados; para una transmisión de cinco velocidades el Sistema automatizado de transmisión manual de la forma descrita supera los 72 grados, de forma ventajosa con un máximo de 80 grados o más (digamos por ejemplo 81 grados); y para una transmisión de seis velocidades el Sistema automatizado de transmisión manual podría extenderse de 60 grados hasta 65 grados sujeto a las restricciones impuestas, por ejemplo, por sensores de cambio de posición de engranajes. La magnitud de estos ángulos índice, así como los ángulos de cierre mencionados más arriba, reducen la complejidad y el volumen del activador de cambio de engranaje y los costos del sistema de control de transmisión en comparación con sistemas de transmisión con rangos de ángulo índice y de ángulo de cierre más restringidos. También se mejora el desempeño del cambio de engranaje.

El sistema de transmisión puede incluir cualquier cantidad conveniente de ejes por ejemplo ejes de entrada y de salida (sistema de 2 ejes) o eje de entrada, eje intermedio y eje de salida (sistema de 3 ejes). Un sistema de 3 ejes es particularmente deseable para ser usado en motocicletas y scooters con tracción en la rueda trasera, asegurando que los ejes de entrada y de salida giren en la misma dirección, lo cual es operacionalmente conveniente. En un

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 0733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUST.

14
19

sistema de tres ejes de transmisión, de acuerdo con la invención, un eje intermedio o árbol secundario (*layshaft*), se dispone en relación en paralelo con los ejes de entrada y de salida descritos arriba. Los engranajes de entrada hacia adelante (*forward*) pueden engranarse con los correspondientes engranajes del eje intermedio, y tales engranajes correspondientes son también engranables con los engranajes de salida hacia adelante en la relación de engranaje seleccionada. En esta situación, la cual es particularmente conveniente cuando se usa impulsión por cadena o banda para transmitir la fuerza motriz a las ruedas de tracción de un vehículo, los engranajes de entrada hacia adelante y engranajes de salida hacia adelante son indirectamente engranables en la relación de engranaje seleccionada. En un sistema de transmisión de dos ejes, que tiene ejes de entrada y de salida de acuerdo con la invención, los engranajes de entrada hacia adelante y los engranajes de salida hacia adelante son directamente engranables en la relación de engranaje seleccionada.

El sistema de transmisión es del tipo de transmisión no – sincronizado (*non - synchromesh*), de forma ventajosa operable en engranaje constante o deslizante o de golpe (*clash mesh*), de forma ventajosa usando el mecanismo de arrastre positivo de la manera descrita en la en la solicitud de patente co - pendiente del solicitante en la India, el contenido de la cual queda incorporado a la presente por referencia, si es necesario. Así, puede evitarse el costo de los mecanismos synchromesh.

El sistema de transmisión puede incluir un engranaje de reversa. El tambor de cambios puede tener una construcción modular de la forma que describe en la Patente de la India No 2282/CHE/2007, el contenido de la cual queda incorporado a la presente por referencia.

Los motores y / o vehículos que incluyen sistemas de transmisión de los descritos arriba forman otro aspecto de la presente invención. Si bien tales sistemas de transmisión son aplicables a un amplio rango de vehículos, el sistema de transmisión puede ser usado, para una ventaja particular, en

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 1783 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

15
15

vehículos de dos y tres ruedas, en especial , motocicletas y motonetas (scooters).

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

En los dibujos:

La Figura 1 es una vista seccional de un sistema de transmisión secuencial de acuerdo con una incorporación de la presente invención.

La Figura 2 es una vista en corte seccional desarrollado del sistema de transmisión secuencial de La Figura 1 que muestra el sistema del activador de cambio de engranaje.

La Figura 3 es una vista frontal del tren de engranaje del sistema de transmisión secuencial que se muestra en la Figura 2.

La Figura 4 es una vista de detalle lateral en corte del tambor de cambio y activador de tambor de cambio del sistema de transmisión secuencial tal y como se muestra en las Figuras 1 a 3.

La Figura 5 es una vista lateral posterior que muestra el sistema de transmisión secuencial y su relación con la rueda trasera de una motocicleta que emplea el sistema de transmisión secuencial.

La Figura 6 es una vista isométrica del tambor de cambios del sistema de transmisión secuencial como se muestra en las Figuras 2 a 5.

La Figura 7 es una vista superior del tambor de cambios de la Figura 6 que muestra su montaje en el sistema de transmisión y

La Figura 8A es una vista desarrollada del tambor de cambios para una transmisión de cinco velocidades mostrada en las Figuras 6 y 7.

La Figura 8B es una vista desarrollada del tambor de cambios para una transmisión de cinco velocidades mostrada en las Figuras 6 y 7 que muestra los ángulos índice e inclinación de rampa para el tambor de cambios.

16
16

La Figura 9 es una vista desarrollada del tambor de cambios para una transmisión de cinco velocidades de acuerdo con el sistema de transmisión del arte anterior.

La Figura 10 es una vista desarrollada de un tambor de cambios similar al que se muestra con referencia a la Figura 9 y aplicado a una transmisión de seis velocidades que se muestra como otro sistema de transmisión del arte anterior.

La Figura 11 es una vista de un manubrio de una motocicleta incluyendo el sistema de transmisión ilustrado con referencia a las Figuras 1 to 8.

DESCRIPCIÓN DE LAS INCORPORACIONES PREFERIDAS

La descripción de incorporaciones preferidas, pero no limitantes del sistema de transmisión de la presente invención no seguirá con referencia a los anteriores dibujos.

Nos referimos ahora a las Figuras 1 a 7, donde se muestra un Sistema automatizado de transmisión manual 10 montado en una motocicleta tipo scooter para transmitir potencia del cigüeñal 200 de un motor de combustión interna 150 de un solo cilindro al cual se acopla a la rueda trasera 300 (como se muestra de forma conveniente en la Figura 5) mediante una cadena de transmisión 90 y, mediante la operación del sistema de transmisión 10, a una relación de engranaje deseada.

El cilindro 400 se muestra junto con su biela 410 asociada que conecta su pistón a la articulación 415 para dar potencia al cigüeñal 200 en tanto un combustible líquido o gaseoso se quema en el cilindro 400. El magneto 270 también se muestra, montado al cigüeñal 200. El cigüeñal 200 y la articulación 415 están montados dentro del cárter 210.

La rotación del cigüeñal 200 causa la rotación de la rueda dentada 205 y cadena 90. Una porción sustancial del accionamiento por cadena 90 se encierra dentro de una porción de cubierta de cadena 220. El accionamiento por cadena 90 se lubrica usando un sistema de lubricación (no mostrado). Para

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 173 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

17
17

facilitar la operación de sistema de transmisión 10, la dirección de rotación del accionamiento por cadena 90 se hace en común con el motor (mediante el cigüeñal 200) y la rueda trasera 300 incluyendo el eje intermedio 23.

El Sistema automatizado de transmisión manual 10 incluye una carcasa de tren de potencia 20 que está separada y hecha distal de, aunque integral con, el cárter del motor 210 mediante el recubrimiento de cadena 220. Giratoriamente montado con la carcasa del tren de potencia 20 se encuentra el piñón de salida 95 giratorio de cadena de transmisión 90. El piñón de salida 95 gira esencialmente a una velocidad igual a la velocidad del motor dividida por la relación de reducción, a través del sistema de transmisión 10 es requerido para impulsar la rueda trasera 300. El ese fin, el piñón de salida 95 es engranable con el engranaje primario 94 de un eje de entrada 22 montado de forma giratoria a la carcasa 20, mediante la operación de embrague 60 por un motor de embrague 620 automáticamente controlado, donde la velocidad exigida se logra mediante el establecimiento de una relación de engranaje.

El sistema de transmisión 10 es un sistema de tambor de cambio de transmisión secuencial que tiene relaciones de engranaje en la incorporación ilustrada e incluye trenes de engranaje de entrada, intermedio y de salida que constan de tres engranajes para cada uno de los siguientes: eje de entrada 22 (engranajes 22a - 22c), eje intermedio 23 (engranajes 23a - 23c) y eje de salida 24 (engranajes 24a - 24c).

El movimiento entre las relaciones de engranaje, de forma secuencial, involucra un sistema de propulsión de engranajes de cambios 35 que incluye un a tambor de engranaje de cambios 40 y a tambor de cambios drive 45 para girar el tambor de cambios 40, por demanda, a través de un movimiento angular seleccionado a una posición que corresponde a una relación de engranaje seleccionada. El arreglo de los componentes de sistema de propulsión de engranajes de cambios 35, incluyendo detector de cambio de engranaje o potenciómetro 411 y su cubierta protectora 412, es

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 173 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

18
18

convenientemente mostrado en las Figuras 4 y 7. La ausencia de mecanismo de frenos puede ser notada de forma especial.

El tambor de cambios 40 tiene en su superficie periférica exterior 40B tres ranuras de rodillos de activación 40A, cada uno correspondiente al respectivo eje de entrada 22, eje intermedio 23 y eje de salida 24, que se extiende sustancialmente alrededor de la totalidad de la circunferencia, aproximadamente 330°, del tambor de cambios 40. El uso de una porción sustancial de la circunferencia del tambor de cambios 40 permite lograr un mayor ángulo índice (I) y un mayor ángulo de cierre (D) sin aumentar el ángulo de inclinación de rampa (R) y sin aumentar tampoco el diámetro del tambor. Esto ayuda a lograr el objeto de compacidad del sistema de transmisión sin requerir selección de ángulo de inclinación de rampa, lo cual requeriría un motor eléctrico más grande para un trabajo dado. Las estrías del activador 40A tienen un ángulo de inclinación de rampa (R) relativamente bajo, como se muestra en la Fig. 8A, alrededor de 36°.

La configuración de estrías del activador 40A, que acomoda y habilita el movimiento deslizante de horquillas de selección de cambios 47a - 47c (respectivamente operando los respectivos trenes de engranaje Gi, Gin y Go para establecer la relación de engranaje requerida por la unidad de control de transmisión) dentro de ellos mediante el ángulo índice (I) de rotación de tambor de cambios 40 permitiendo el cambio en relación de engranaje bajo control de la unidad de control de transmisión será descrita más adelante.

El impulsor del tambor de cambios 45 comprende un motor eléctrico de cambio de engranajes 120, un motor paso a paso, operado por demanda por la unidad de control de transmisión, montada usando rodamientos idóneos 20B a porción 20A de la carcasa 20. El motor de cambio 120 tiene un eje de salida 121 que se proyecta hacia un engranaje reductor que comprende un tren de engranaje de reducción incluyendo a engranaje de impulsión 122 que forma una porción estriada de eje de salida 121, engranaje de sector 123, engranaje impulsor 124 y engranaje impulsado 41 conectado a un eje 42 de tambor de cambios 40. El

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

eje 42 tiene un eje también en paralelo con el eje de entrada 22, eje intermedio 23 y eje de salida 24. El engranaje de sector 123 está montado de forma giratoria sobre el eje 127 y el engranaje impulsor 124 está formado de manera integral con el eje giratorio 127. Conectado al eje 127 se encuentra un mecanismo de engranaje de golpe (*clashmesh*) 300 para reducir los jalones cuando el engranaje de impulsión 122 gira, durante la operación de motor de cambio 120, engranaje giratorio de sector 123 y eje 127 y su engranaje impulsor fijo. El resorte 310 de mecanismo de engranaje de golpe (*clashmesh*) 300 apremia al engranaje de sector 123 a que se engrane con el engranaje impulsor 124.

El activador de cambio de engranaje 35, como se describió más arriba, permite evitar el uso de los mecanismos de freno o tapón utilizados en sistemas de transmisión del arte previo, tales como los que se describieron arriba. Esto ayuda a hacer el sistema de transmisión más compacto, lo que es uno de los objetos de la presente invención. Al mismo tiempo, el tamaño del motor paso a paso 120 puede ser reducido para el trabajo dado toda vez que no hay necesidad de que el motor paso a paso 120 suministre energía para superar las fuerzas de distorsión generadas por un mecanismo de freno o tapón.

La operación del activador de cambio de engranaje 35 es controlada por una unidad de control de transmisión de acuerdo con una estrategia de control predeterminada y con mínima participación del operador, es decir el motociclista. Por lo tanto, la unidad de control hace que el tambor de cambios 40 gire un movimiento angular requerido, o ángulo índice, mediante el uso de un sistema de cambio de impulsión como se ha descrito arriba.

Movimiento angular de tambor de cambios 40, por movimiento controlado en la operación del motor eléctrico de cambio de engranajes 120 (por ejemplo un motor paso a paso), por la unidad de control de transmisión, hace que sus variadores asociados u horquillas 47a - 47c se deslicen de una forma controlable por las ranuras de rodillos 40a para mover los engranajes estriados incluidos en cada uno de los trenes de engranaje descritos arriba en posición

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR EN INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1734 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

20
20

para establecer la relación requerida de engranaje bajo control de una unidad de control de transmisión (que no se muestra). Tal operación de un sistema de propulsión de engranajes de cambios corresponde con el que se conoce en el arte.

El movimiento angular de tambor de cambios 40 cuando es exigido para un cambio de engranaje, es detectado por potenciómetro 411 y la entrada a la unidad de control de transmisión que comandará acción correctiva para reducir cualquier error entre la posición real o detectada del tambor de cambios 40 y posición requerida para establecer apropiadamente una a relación de engranaje. La unidad de control de transmisión también puede implementar estrategias para reducir el torque durante un cambio de engranaje por varias estrategias, por ejemplo, como se describe en la Patente india del Solicitante No. 3470/CHE/2011.

Las Horquillas de selección de cambios 47a - 47c se montan de forma deslizable en los ejes de guía 471, 472 y 473 y son puestas en posición, en cuanto se mueven sobre las estrías del activador 40A para llevar los engranajes requeridos en los trenes de engranaje Gi, Gin y Go a ser engranados para establecer un engranaje – cuando así es requerido por la unidad de control de transmisión – mediante el posicionamiento de horquillas de selección de cambios 47a - 47c en porciones particulares que corresponden a cada engranaje dentro de cada estría del activador 40A.

Se muestran porciones que corresponden a cada engranaje en las Figuras 8A - C marcadas como "1", "2", "3", "4" y "5" para cada una de las estrías del activador 40A. La Figura 10, es para una posición de engranaje adicional de transmisión de seis velocidades "6". Estas posiciones están separadas por un ángulo índice (I) de por lo menos 60° como se muestra para la transmisión de seis velocidades en la Figura 10 y es posible alcanzar 81° como se muestra en las Figuras 8A y 8B. La transmisión de cinco velocidades alternativa de La Figura 9 tiene un ángulo índice (I) de 72°. Tal ángulo índice (I) se compara con 60° o menos en los sistemas de transmisión del arte anterior. La magnitud del

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1103 DE 21 OCT. 2011
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

21
21

ángulo índice que puede lograrse para el sistema de transmisión 10 reduce la complejidad del activador de cambio de engranaje, su costo y mejora su facilidad de operación comparado con tales sistemas de transmisión anteriores, especialmente cuando factores como los que se describen más abajo son tomados en cuenta.

La superficie periférica del tambor de cambios 40 es usada de forma más eficiente y la posición del tambor de cambios 40 que corresponde a una relación de engranaje seleccionada se extiende sobre un mayor intervalo angular o "ángulo de cierre" (D) que en los tambores de cambios de los sistemas de transmisión del arte previo. Esto facilita la selección de engranaje y también toma en cuenta la variabilidad en la fabricación de componentes, en particular el tambor de cambios 40. El tambor de cambios 40 da un ángulo de cierre (D) para cada engranaje de por lo menos $+/- 4$ grados para cada posición de engranaje incluyendo las posiciones de fin de carrera de los engranajes 1ª y 5ª. Para las posiciones de engranaje 2ª y 4ª, el ángulo de cierre (D) es de $+/- 8$ grados. Para el tambor de cambios 40 mostrado en las figuras 8A y 8B, 332 el grado de la circunferencia es eficientemente usado (es decir $4 \times 81 \times 4 + 4$ (1º engranaje) $+ 4$ (5º engranaje)), lo cual es limitado solamente por el rango de detección del potenciómetro 411 a 334 grados.

Otro beneficio de tal rango de ángulo de cierre es que la unidad de control de transmisión requerida no necesita operar de una manera tan precisa, ahorrando así costos al tiempo que se facilita de forma notoria.

El volumen y la inercia del cambio de engranaje también pueden reducirse en comparación con sistemas de transmisión previos, no solo debido a que ya no es necesario escoger motores eléctricos 120 para superar las fuerzas de distorsión de un mecanismo de freno.

De manera deseable, y de forma ventajosa por razones de seguridad, una pluralidad de posiciones en neutro, N, en la cual no se selecciona una relación de engranaje hacia adelante se presentan para el sistema de transmisión 10.

22
22

Esto significa que el conductor puede llevar el motor de la motocicleta rápidamente a la posición en neutro. Con ese fin, se ofrece de forma alternativa una posición neutra "N" entre cada posición de engranaje 1 - 5 donde las estrías del activador 40A del tambor de cambios 40 son configuradas de conformidad dando un terreno plano o pasador en una estría del activador del tambor de cambio 40A entre cada posición de engranaje 1 - 5 como se muestra en las Figuras 8A y 8B. De forma aún más ventajosa, las posiciones en neutro y las posiciones de engranaje son arregladas de forma alternativa de forma que – lo más deseable – se ofrece una posición intermedia en neutro entre cada posición de engranaje a unos 40.5 grados de ángulo índice entre cada posición de engranaje como se muestra en Figura 8B. El ángulo de cierre para cada posición en neutro en el tambor de cambios 40 ilustrado es de por lo menos ± 4 grados. Un ángulo inclinación de rampa relativamente bajo o pando, de alrededor de 36 grados, como se ha anotado más arriba, también puede lograrse con un diámetro del tambor de cambios 40 que sea de 42 mm. Tales posiciones de trabajo intermedias en neutro, y la configuración de estas posiciones, tienen las ventajas que se han descrito más arriba.

La transmisión de cinco velocidades ilustrada con referencia a la Figura 9 y la transmisión de seis velocidades ilustrada con referencia a la Figura 10 tiene una única posición en neutro a 36° y 30° respectivamente entre la 1ª y 2ª posición de engranaje de acuerdo con el arte anterior.

Por lo menos una posición en neutro N puede ser activada usando un selector manualmente operable de posición en neutro. Un operador puede seleccionar esta o cualquiera de las posiciones en neutro en el evento de urgencia, tal y como un problema técnico con la motocicleta. Las posiciones plurales en neutro también ayudan a evitar conflicto (*clash*). Se provee un interruptor 502 en el manubrio 500 para dar comando, vía la unidad de control de transmisión, de movimiento de tambor de cambios 40 para llevar los engranajes a la posición en neutro más cercana como se muestra en La Figura 11. Una vez que la transmisión está en posición en neutro, la motocicleta con sistema de

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 1333 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUST.

23
23

transmisión 10 típicamente puede ser llevada con mayor facilidad a un lugar idóneo para su reparación.

El sistema de transmisión 10 es una inclusión conveniente dentro de las motocicletas y motonetas (scooters) con beneficios en términos de empaque, calificación del motor y costo. Respecto de la calificación del motor, el motor paso a paso 120 tal y como se describe en el presente tiene una potencia de 32W. Se requeriría aproximadamente un 30% más de potencia para un sistema convencional como el AMT considerando un mayor ángulo de inclinación de rampa y la presencia de frenos. Se requeriría aún más potencia dependiendo de la fuerza de los frenos. Esos mayores requerimientos de potencia aumentarían los costos, demostrando las ventajas del sistema de transmisión 10...

Las modificaciones y variaciones del sistema de transmisión descritas en la presente especificación pueden ser aparentes para los lectores hábiles. El solicitante también se basa en la especificación provisional y en los dibujos presentados con la especificación provisional para los fines de la revelación de la presente especificación completa. Se entiende que tales modificaciones y variaciones se encuentran dentro del alcance de la presente invención.

REIVINDICAMOS :

1. Un sistema de transmisión que comprende:

un sistema de propulsión de engranajes de cambios incluyendo:

un tambor de cambios para movimiento angular controlado sobre un eje del mismo, donde el mencionado tambor de cambios tiene una superficie periférica exterior con una pluralidad de estrías de activador que pueden trabajar con los respectivos variadores para establecer cuando menos una relación de engranaje seleccionada

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1739 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUST.

24
24

dependiente del mencionado movimiento angular del mencionado tambor de cambios; y

a activador de cambio de engranaje para girar el mencionado tambor de cambios, a voluntad, mediante un movimiento angular seleccionado a una posición seleccionada del tambor de cambios.

en donde el mencionado activador de cambio para girar el mencionado tambor de cambios mantiene el mencionado tambor de cambios en tal posición hasta que una nueva posición del tambor de cambios es seleccionada sin el uso de un mecanismo de freno o tapón.

2. El sistema de transmisión de la reivindicación 1 en donde la mencionada posición seleccionada del tambor de cambios posición corresponde a una relación de engranaje seleccionada o a una posición en neutro deseada.

3. El sistema de transmisión de la reivindicación 1 o 2 incluyendo una unidad de control la cual, con una estrategia de control predeterminada, controla la operación del activador de cambio de forma que mantenga el mencionado tambor de cambios en la posición requerida, donde el error inaceptable entre la posición del tambor de cambios seleccionada y la posición del tambor de cambios se reduce por la iniciación del movimiento angular del tambor de cambios hacia la posición seleccionada.

4. El sistema de transmisión de la reivindicación 3 en donde tal activador de cambio incluye un motor eléctrico de activación incluyendo un engranaje reductor para girar tambor de cambios a través del movimiento angular requerido bajo la supervisión de la unidad de control que opera de conformidad con la estrategia de control predeterminada y en donde el engranaje reductor tiene un tren de engranaje de reducción que engrana directamente con el tambor de cambios sin que sea necesario tener otras articulaciones.

5. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde una circunferencia del tambor de cambios de más de

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR DE INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

25
25

300°, preferiblemente de más de 330°, viene con estrías del activador que se extienden sobre este sector.

6. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde un ángulo índice que es la extensión angular entre las posiciones seleccionadas supera los 60 grados para una transmisión de 6 velocidades y supera los 72 grados para una transmisión de 5 velocidades y supera los 90 grados para una transmisión de 4 velocidades.

7. El sistema de transmisión de la reivindicación 6 en donde el ángulo índice máximo para una transmisión de 6 velocidades es de 65 grados y el ángulo índice máximo para una transmisión de 4 velocidades es de 108 grados.

8. El sistema de transmisión de la reivindicación 6 en donde el mencionado ángulo índice supera los 80 grados para una transmisión de 5 velocidades.

9. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde un ángulo de cierre que es una extensión angular en la cual una posición seleccionada del tambor de cambios es mantenida para un tamaño de tambor dado es de por lo menos $+/- 3$ grados, preferiblemente de por lo menos $+/- 4$ grados y más preferiblemente de alrededor de $+/- 8$ grados.

10. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde un ángulo de inclinación de rampa por debajo de alrededor de 40° es seleccionado para una posición seleccionada.

11. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde se provee una posición en neutro entre dos posiciones de engranaje posiciones a lo largo de una estría del activador.

12. El sistema de transmisión de la reivindicación 11 en donde se provee una pluralidad de posiciones en neutro.

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 133 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

26

26

13. El sistema de transmisión de la reivindicación 12 en donde cada posición en neutro viene entre cada posición de engranaje a lo largo de por lo menos una estría del activador.
14. El sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones precedentes que es una transmisión no – sincronizada (*non - synchromesh*),
15. Un motor acoplado con un sistema de transmisión según se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes.
16. Un vehículo incluyendo el sistema de transmisión de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 14 y / o el motor de la reivindicación 15.

Fechado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTÉRPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1793 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

27
27

Solicitante No. : 4942/MUM/2015

Título : **A SISTEMA DE TRANSMISIÓN**

Nombre del Solicitante: Bajaj Auto Limited

EXTRACTO

Un sistema de transmisión (10) que comprende:

una carcasa de tren de potencia (20); y

un sistema de propulsión de engranajes de cambios (35) montado con tal carcasa de tren de potencia (20) incluyendo:

a tambor de cambios (40) montado para movimiento angular controlado sobre un eje del mismo, el mencionado tambor de cambios (40) que tiene una superficie periférica exterior (40B) formada con una pluralidad de estrías del activador (40A) engranable con los respectivos variadores (47a - c) para establecer por lo menos una relación de engranaje seleccionada dependiente del mencionado movimiento angular del mencionado tambor de cambios (40); y

un activador de cambio de engranaje (120) para girar el mencionado tambor de cambios (40), a voluntad, mediante un movimiento angular seleccionado a una posición seleccionada del tambor de cambios en donde el mencionado activador de cambio (120) para girar el mencionado tambor de cambios mantiene el mencionado tambor de cambios (40) en tal posición hasta que una nueva posición del tambor de cambios sea seleccionada.

FIGURA 1

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTÉRPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 1

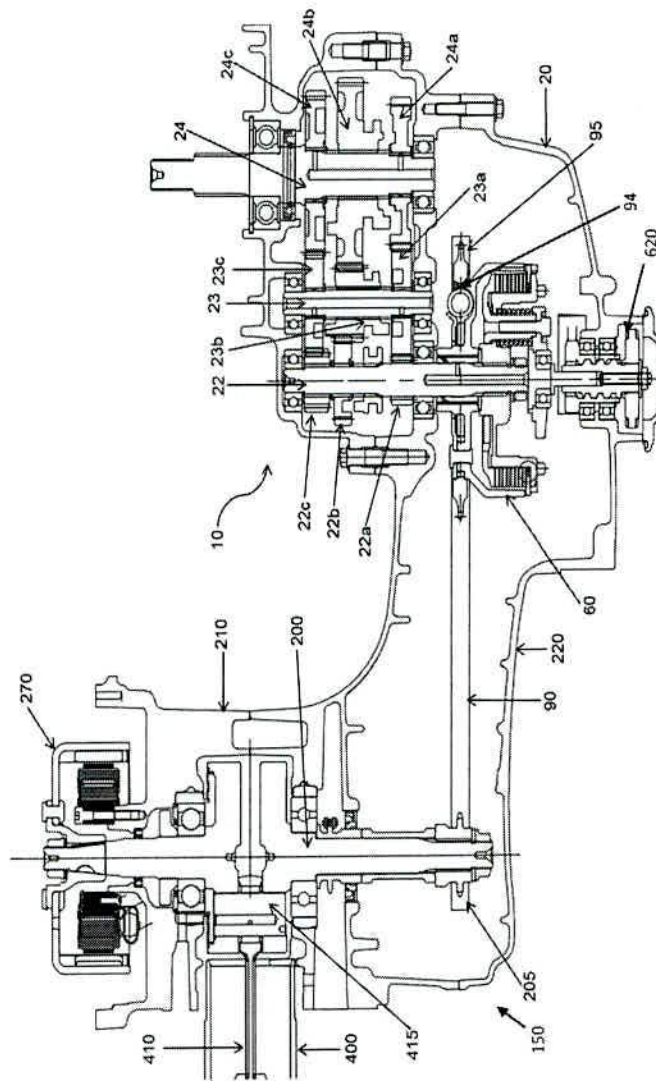


FIGURE 1

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED,**
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLES-ESPAÑOL
RESOL. No. 1733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

29
29

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 2

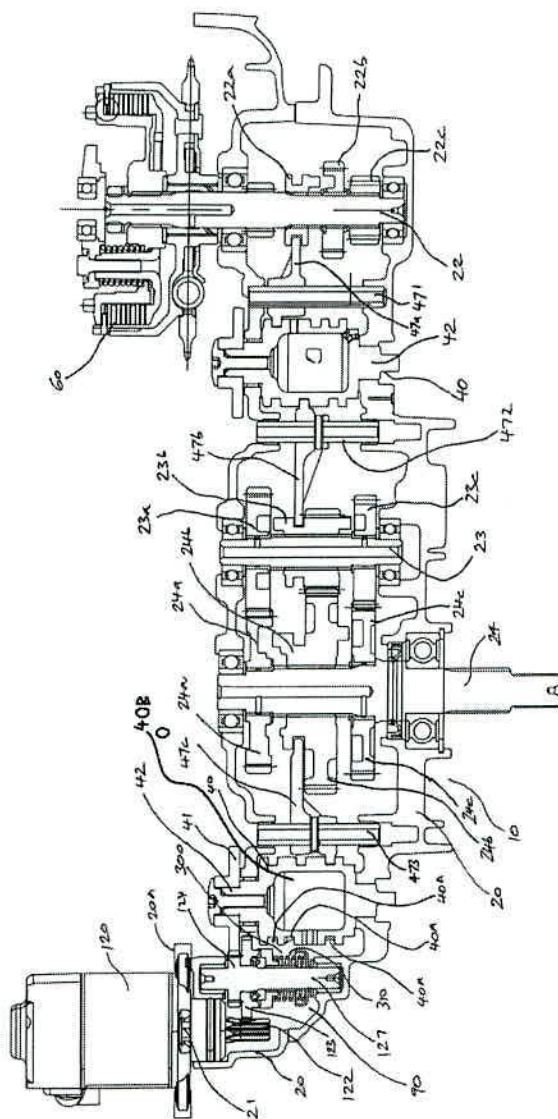


FIGURE 2

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(BRINDA MOHAN)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR EN INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 173 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

30
30

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 3

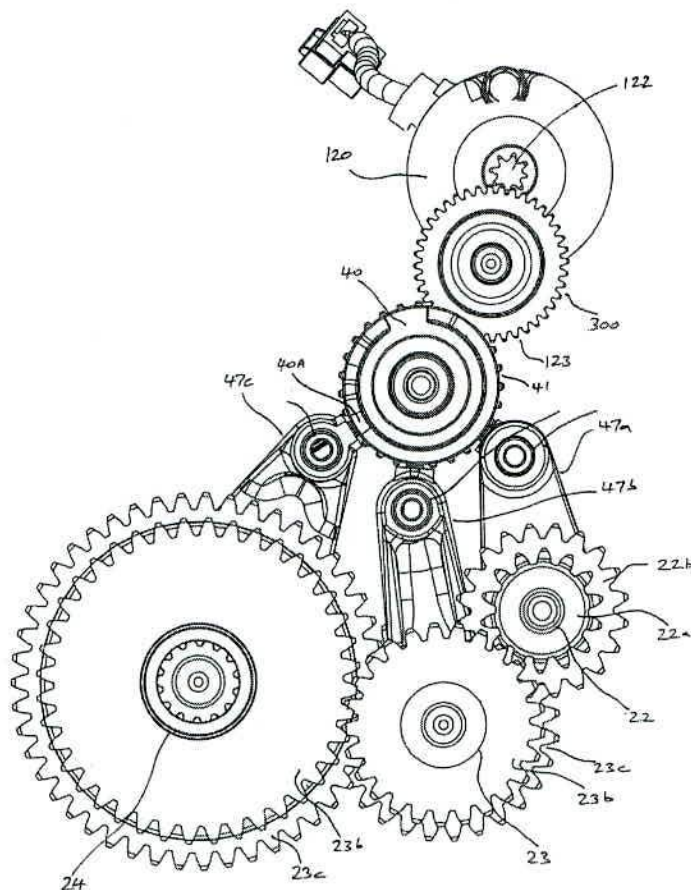


FIGURE 3

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(BRINDA MOHAN)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAL
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS / ESPAÑOL
RESOL. No. 173 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 4

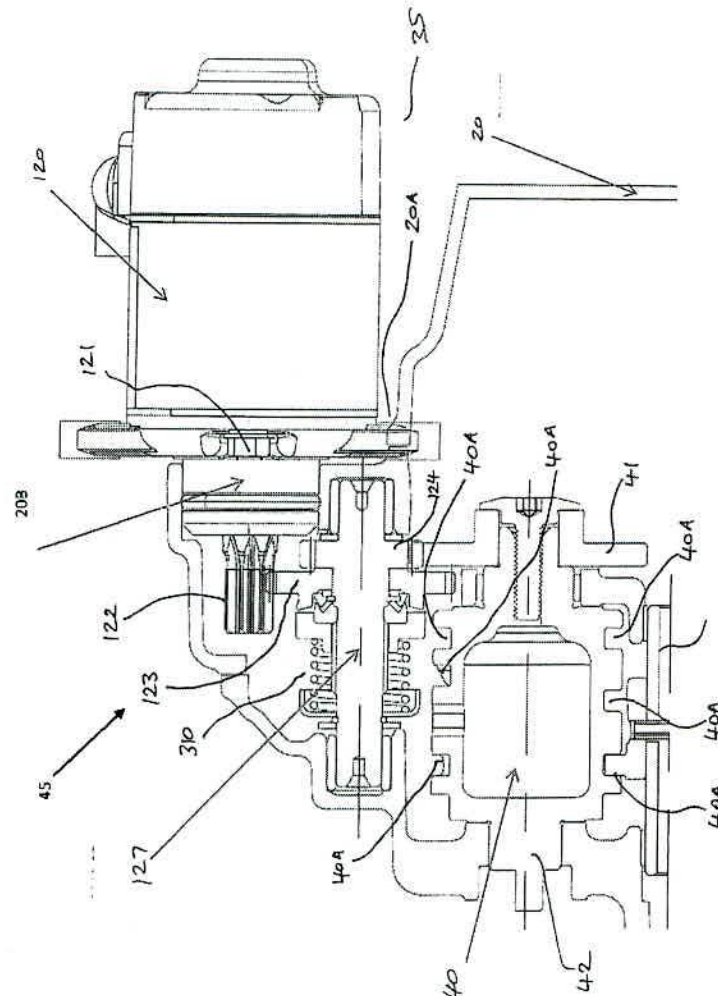


FIGURE 4

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAL
TRADUCTOR Y INTERPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 773 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

32
32

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 5

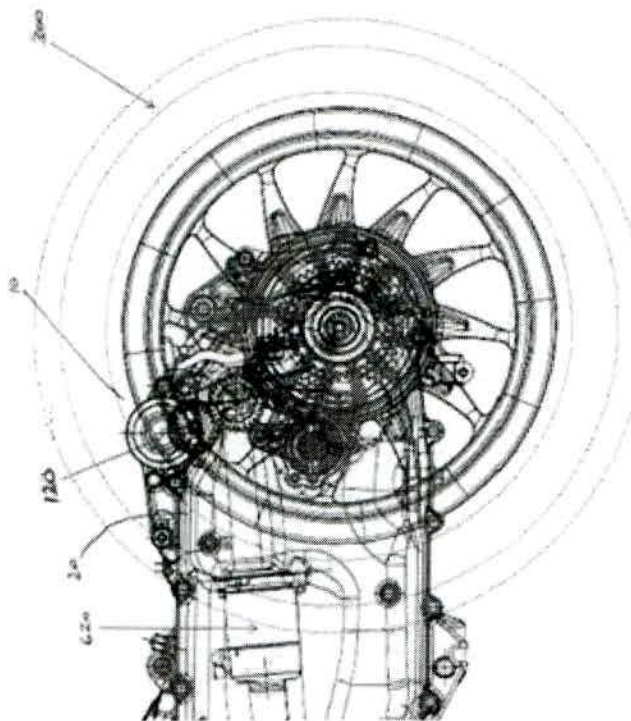


FIGURE 5

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAL
TRADUCTOR E INTÉRPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 131 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUST.

33

33

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 6

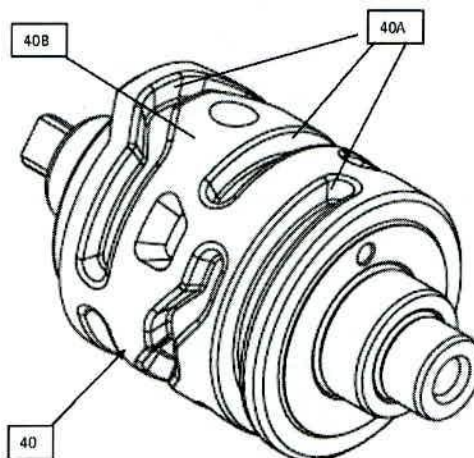


FIGURE 6

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR EN INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 1038 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

34

34

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 7

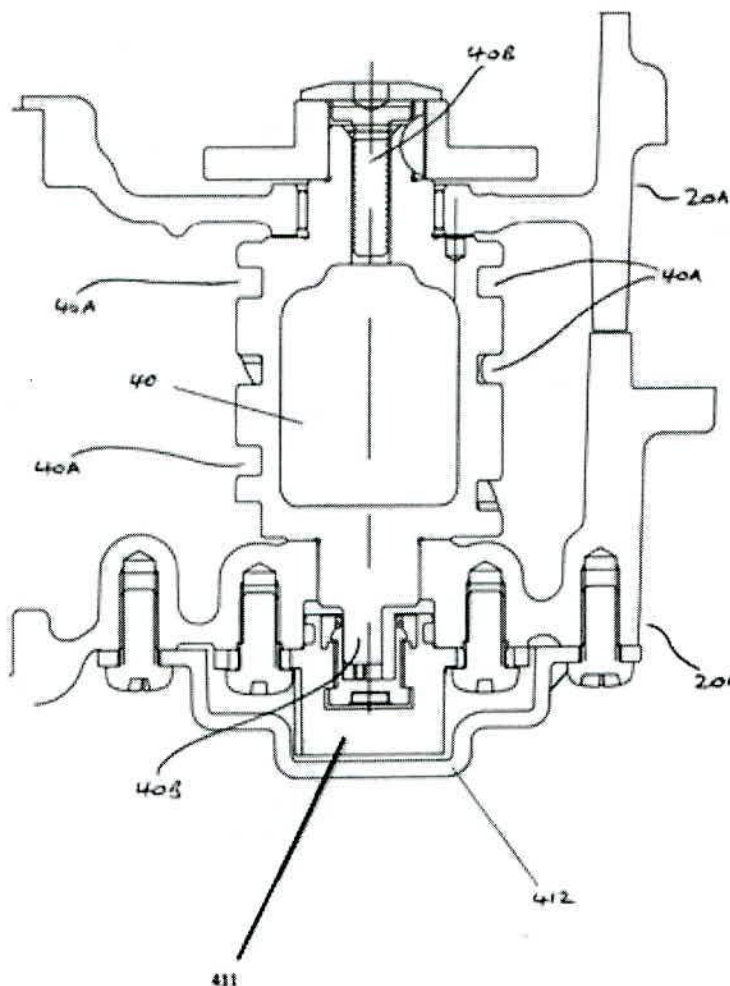


FIGURE 7

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(BRINDA MOHAN)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR EN TÉRMINOS OFICIALES
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1133 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

35
35

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 8

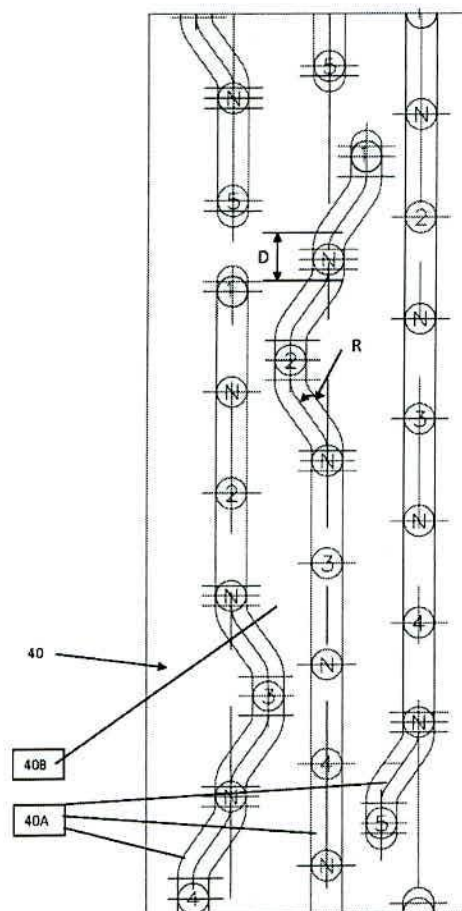


FIGURE 8A

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR Y ANTÉFETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 4733 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

36

36

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 9

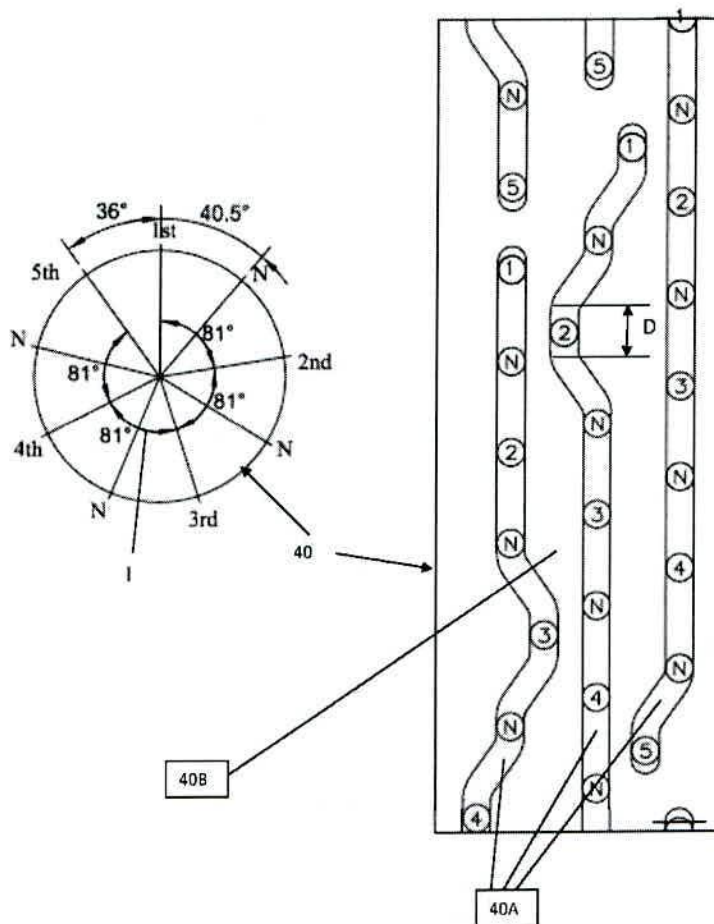


FIGURE 8B

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR Y INTÉRPRETE OFICIAL
INGLÉS - ESPAÑOL
RESOL. No. 1735 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIO

37

37

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 10

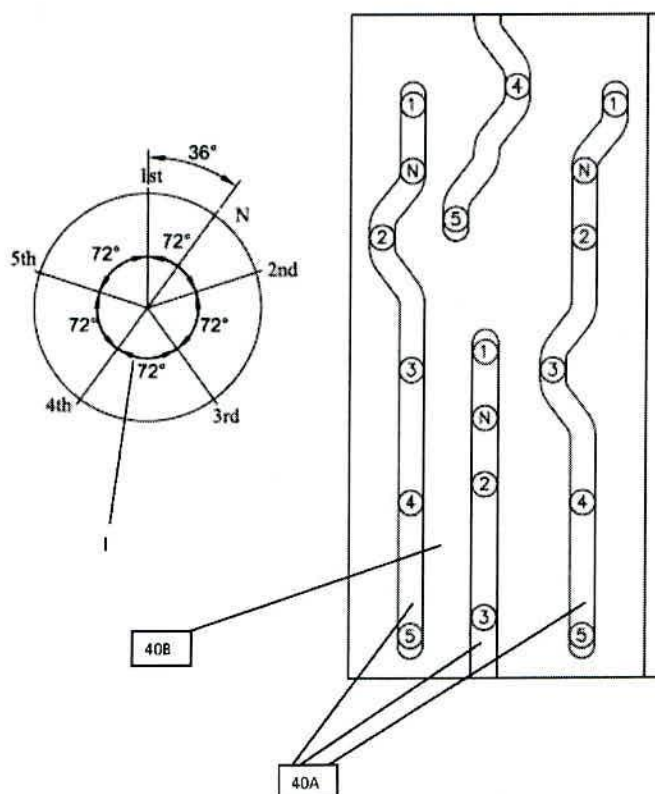


FIGURE 9

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. NO. 0738 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

38
38

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 11

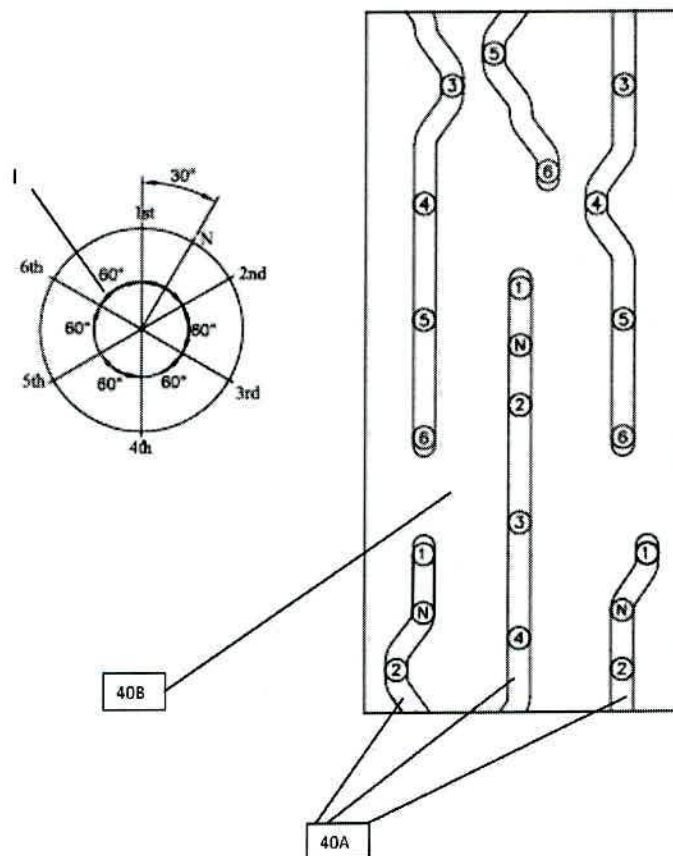


FIGURE 10

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED**,
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRES ESCOBAR
TRADUCTOR E INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 033 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTICIA

39
39

Solicitud No. : 4942/MUM/2015
Nombre Solicitante: Bajaj Auto Limited

Total No. de págs :12
Página No. : 12

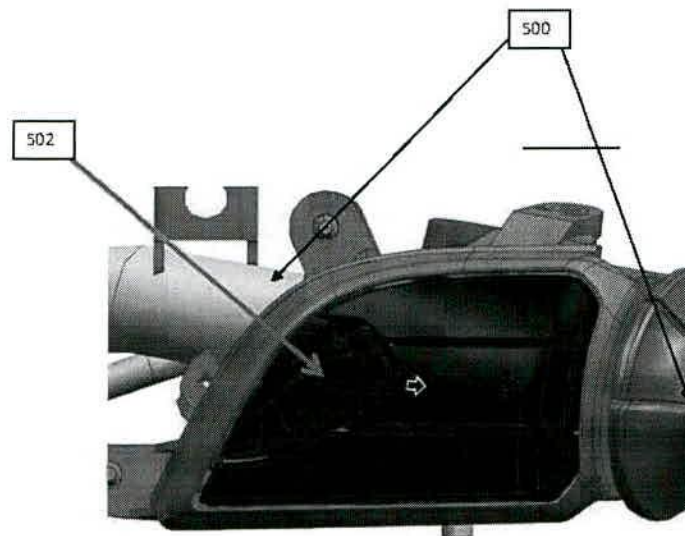


FIGURE 11

Dado hoy, el día 22 de diciembre del año 2016.

Por **BAJAJ AUTO LIMITED,**
Por su apoderado

Fdo. Ilegible
(**BRINDA MOHAN**)
INPA269

ALFONSO J. TORRESESCOBAR
TRADUCTOR INTERPRETE OFICIAL
INGLES - ESPAÑOL
RESOL. No. 173 DE 21 OCT. 2004
MIN. INTERIOR Y JUSTI

 INTELLECTUAL PROPERTY INDIA PATENTS DESIGNS TRADE MARKS GEOGRAPHICAL INDICATIONS	 सत्यमेव जयते	दूरभाष Tel ☎ 022-24137701 022-24141026 022-24150381 022-24148165 फॅक्स Fax ☎ 022-24130387 Email: mumbai-patent@nic.in Website: www.ipindia.nic.in
	भारत सरकार पेटेंट कार्यालय - बौद्धिक सम्पदा भवन एस.एम. रोड, नजदीक अन्टोप हिल डाकघर, अन्टोप हिल, मुम्बई - 400 037 Government of India Patent Office, Boudhik Sampada Bhawan S.M. Road, Near Post office, Antop Hill, Mumbai – 400 037, India	

CERTIFICATE

SECTION 147(1) OF THE PATENTS ACT, 1970

It is hereby certified that, the annexed is a true copy of Complete Specification filed on 22/12/2016 in respect of Patent Application No. 4942/MUM/2015 and of BAJAJ AUTO LIMITED at Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.

This Certificate is issued under the powers vested in me under Section 147 (1) of the Patents Act, 19

.....

..... Dated this 09th day of January, 2017



(MANOJ SOMKUWAR)
EXAMINER OF PATENTS & DESIGNS

FORM-2

THE PATENTS ACT, 1970

(39 of 1970)

&

The Patents Rules, 2003

COMPLETE SPECIFICATION

(SECTION 10 AND RULE 13)

TITLE

"A TRANSMISSION SYSTEM"

APPLICANT

We, BAJAJ AUTO LIMITED, an Indian Company, having its registered office at Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.

The following specification describes the nature of this invention:-

42
42

FIELD OF INVENTION

This invention relates to a transmission system for use in automotive vehicles such as compact two/three/four wheeled vehicles. The invention relates, more particularly, though not exclusively, to sequential automated manual transmission systems.

BACKGROUND OF THE INVENTION

Transmission systems employing drum shift between gears are known in the automotive industry. For example, US Patent No. 4754662 assigned to Honda discloses a typical example of conventional transmissions for motorcycles comprising a drum shift, or drum shifter, which can be considered as a rotary cam for converting its rotation into translation (along the drum shifter axis) of the gears in order to engage/disengage different gears. A shift drum has cam grooves formed in an outer peripheral surface thereof which have specific characteristics which can be defined in terms of index, ramp and dwell angles.

Shift forks are mounted on a shaft for sliding movement there along and received at one ends respectively in the cam grooves. The other ends of the shift forks are engaged with shifters or shift collars mounted on an input shaft and an output shaft, and input and output gears are mounted on the input shaft and the output shaft, respectively. In operation, a gear shift is manually operated to rotate the shift drum, so that the shifters are moved by the co-acting shift forks to drivingly connect the input and output shafts together through the meshed input and output gears, thereby transmitting the rotation of a crankshaft of an engine of the motorcycle to the output shaft at a selected gear or transmission ratio. To that end, the shift drum is provided with a specific index angle for each gear ratio which can be selected only in a rising or descending sequence. To select a desired gear ratio (1st gear, 2nd gear, 3rd gear and so on), the shift drum is rotated by the predefined index angle during the gear shift process through a manually operated actuator (gear shift pedal) or by an automatically operated gear shift actuator.

43
43

Such transmission systems need to be compact as there is little space to accommodate them. Accordingly, much effort has been expended in devising transmission systems which are more compact. One example is described in Honda Motor Co Ltd US 2010/0218634 which provides a multi-speed sequential transmission with a shift drum having an outer peripheral surface formed with shift guide grooves of spiral configuration. The shift guide grooves are operable to move the gear shift actuator to enable gear ratio changes. The turning of the shift drum is restricted at a turning angle corresponding to each gear speed by turning restrictive means having a restrictive member pressed against a cam surface of a turning restrictive cam mounted to the shift drum so as to be turnable as one body with the shift drum; commonly the restrictive means or restrictive member is known as a detent mechanism.

Another transmission system is described in Honda Motor Co Ltd US 2008/00821725. This transmission system includes a shift drum center with a plurality of gear train establishment notches disposed equally spaced apart from each other, on the outer periphery of the shift drum center. The gear train establishment notches establish a specific gear train selected from among a plurality of gear trains by selectively engaging a drum stopper arm therein. The shift drum center further includes half neutral notches to be engaged with the drum stopper arm. The half neutral notches are also disposed on the outer periphery of the shift drum center and at a central portion between each pair of the gear train establishment notches, respectively. The transmission system is intended to suppress an engagement noise during changing of a gear position through a sliding motion of a shifter.

For transmission systems, such as automated manual transmission (AMT) systems, packaging of actuators and sensors is difficult for two wheelers due to smaller transmission system size. The Applicant has observed further difficulty where the entire transmission is packaged on the rear wheel axis,

with limited space available for such packaging, particularly of the shifting arrangement, considering the rear wheel rim and rear suspension mounting details.

An AMT also creates additional challenges for the rider who is not able to manually de-clutch or select a gearbox neutral, which may be required or desirable in certain situations of malfunction, for example a flat battery.

OBJECTS OF THE INVENTION:

It is a first object of the present invention to provide a transmission system which is more compact, easier to package and less costly than prior art transmission systems, for example, those described above.

It is a second object of the present invention to provide a transmission system which enables effective gear shift operation with less bulky and less complex gear actuating components reducing power, and motor rating, required to operate the system. It would also be advantageous to use a lower cost, simpler control system than typically employed in transmission systems of the prior art. Whilst complexity may be aimed at precision in gear shifting, such precision comes at a cost desirable to minimise.

SUMMARY OF INVENTION

With such objects in view, the present invention provides a transmission system comprising:

- a gear shift drive system including:

- a shift drum for controlled angular movement about an axis thereof, said shift drum having an outer peripheral surface formed with a plurality of actuator grooves engageable with respective shifters to establish at least a selected gear ratio dependent on said angular movement of said shift drum; and

- a gear shift actuator for turning said shift drum, on demand, through a selected angular movement to a selected shift drum position

wherein said shift actuator for turning said shift drum holds said shift drum in said position until a further shift drum position is selected without use of a detent or stopper mechanism. The shift actuator allows the detent or stopper mechanisms used in prior art transmission systems, such as those described above, to be avoided. This assists in making the transmission system more compact as is one of the objects of the present invention. Further this makes the transmission system and the control system simple and cost effective.

The selected shift drum position advantageously corresponds to a selected gear ratio or a desired neutral position. The selected shift drum position may correspond with any other position in between dependent on shift drum control strategy.

Whilst the transmission system could be a manual transmission system, it is more conveniently an automated manual transmission or a fully automated transmission. Such transmissions offer operator convenience and comfort, for example in the case of a small vehicle, such as a motorcycle or scooter, through automating the gear shift process. Such automated transmission systems typically include a control unit for controlling operation of the transmission system. In that case, the control unit may, in accordance with a pre-determined strategy control the operation of the shift actuator so that it holds the shift drum in the required position, unacceptable error between selected shift actuator position and actual shift actuator position being reduced by initiating angular movement of the shift drum towards the selected position. A more continuous control is achievable in the absence of a detent mechanism.

Advantageously, the shift actuator includes an electric actuation motor or other comparable device including, where necessary, a reduction gearbox, for turning the shift drum through the demanded angular movement under supervision of the control unit operating in accordance with the pre-determined control strategy. The reduction gearbox may employ any of a

number of suitable gear train configurations. The reduction gear train advantageously directly engages with the shift drum without requirement for any other linkages, so saving packaging space. Such actuation motor only needs to overcome torque generated directly from shifting of the forks (typically used as shifters) and drum inertia. As no detent mechanism is employed, such actuation motor does not have to overcome any additional biasing forces as would be provided by a detent mechanism.

The shift drum actuator grooves have properties which include index, ramp and dwell angles which may be defined as follows. The index angle of a drum may be defined as the angle between subsequent gear positions, and - where neutral gears are positioned between gear positions as described below - the angle between gear and neutral positions. Index angle is the angle by which the shift drum requires to be rotated in order to reach the next position which may be a gear position or a neutral gear in the embodiment as described below.

The ramp angle of an actuator groove can broadly be defined as the slope of an actuator groove, at a particular selected position, and it determines the effort required for rotating the shift drum when shifting gear. It is the angle between the inclined portions of an actuator groove proximate the selected position and a line subtending the outer peripheral surface of the shift drum.

The dwell angle of an actuator groove is an angular measure of the, typically flat, portion (i.e parallel to the shift drum peripheral surface) at the gear or neutral positions. Within this zone, the shift fork lug does not change its axial position and thus maintains the selected position, such as the gear or neutral position, despite the rotation of the shift drum. Dwell angle assists in maintaining the required selected position despite inevitable manufacturing/stacking variations. The dwell angle also helps in positioning the gear in automated shifting as a wider drum angle is the target for the gear shift actuator rather than a precise single value which would complicate

97
47

control over the gear shift actuator. A dwell angle range can allow for a larger target drum angle and thus easier and quicker control. For example, a dwell angle range of $\pm 8^\circ$ means that for a selected gear position, the drum can be stopped anywhere in a 16° range.

The gear shift drive system allows optimisation of the shift drum, enabling more efficient use of a larger portion of its outer peripheral surface and circumference for a given duty (and drum size) than prior transmission systems. Over 300° , desirably over 330° , of the shift drum circumference can be deployed with actuator grooves extending over this sector. This enables the use of increased index angles and dwell angles, as defined above, for a given drum size. Such angular extent is significantly higher than for manual transmission systems which have ergonomic and packaging limitations on index angles and a requirement for detent mechanisms to hold the shift drum in correct position. The higher index angles in manual transmission would require higher rotation angles of the shift mechanism/linkage, hence space is to be made in the engine layout to accommodate this higher angle. On the other hand, the benefits are achieved without requiring actuation groove lengths in excess of the circumference of the drum as in some prior automated manual transmission systems. For example some prior art patents disclose excessive actuation groove length. But this has some disadvantages. One disadvantage is for sensing of the gears. Basically two or more gears would have same angular position on the drum. The control system needs to be able to differentiate between the two gears. This is particularly difficult, when the system is started after some time as there is no prior data available. Some additional logic/mechanism is required for this sensing. Another disadvantage is that the shift travel must be high enough to allow the groove overlap above 360° to run side by side and still leave enough drum wall thickness between them. Shift travel of most two wheeler vehicles is not enough for this. This can be overcome by having a special gear arrangement in which the overlapping portion has both the gears travelling away from each other to create the wall thickness.

Ramp angles may also be selected, below about 40°, at relatively low values which allow selection of a smaller electrical motor for a given duty than typical for prior automatic manual transmissions as less effort is required to rotate the shift drum. A typical AMT could have the low motor size while having low ramp angles by increasing the drum diameter. The absence of a detent mechanism is also most advantageous in this respect.

A neutral position is conveniently provided between two gear positions along an actuator groove. Desirably, and advantageously for safety reasons, a plurality of neutral positions are provided for the transmission system to enable the shift drum to be brought to the nearest neutral position as quickly as possible, with minimum time lag, in case of urgency and to avoid clash. The actuator grooves of the shift drum are configured accordingly. Still more advantageously, neutral positions and gear positions are arranged alternately so that – most desirably – an intermediate neutral position is provided between each gear position along an actuator groove. Such intermediate neutral positions are actual "working" neutrals that can be held in position, so being contrasted from prior art technically neutral positions that are only effective during a gear change transition, being essentially present to ensure one gear is released before the next is engaged. Such a technical neutral position is not suitable for the Applicant's purposes, being unstable – because of the detent and because of the bias of such a shifting drum to rotate to a gear engagement position rather than hold at the neutral position.

Each intermediate neutral position, as proposed by the Applicant, may be achieved by providing a flat land or dwell in an actuator groove of the drum shift between each gear position. This is expected to assist in a number of ways. First, effective drum neutral angle between any two gears is increased, thus making control easier (i.e. the selection of neutral is easier and faster due to wider drum angle). Second, the flat in drum profile should ensure that there is no torque/load acting on the shift drum which would result in an unstable neutral position (particularly compared to the case where the neutral

f

is achieved by simply stopping at a sloped portion of drum while in transition between the gears). This feature combined by the absence of a detent mechanism enables holding of any neutral position without having to spend a significant amount of energy with benefits in motor cost reduction. Thirdly, and due to the above, any intermediate neutral can be maintained easily in vehicle 'off' state (also flat battery condition) which is likely to be very helpful for moving and servicing the vehicle while in case of a breakdown or any malfunction.

It will be understood that, subject to packaging constraints, the necessity of accommodating each gear and neutral position within a 360 degree angle of rotation of the shift drum and the object of achieving a compact transmission system, each of the neutral and gear positions has a dwell angle selected to optimise control unit costs, ease of neutral and gear position selection, operator comfort otherwise and safety. For purposes of illustration, the Applicant has found that, preferably, the dwell angle for each gear position is at least ± 3 degrees, preferably at least ± 4 degrees and most preferably about ± 8 degrees. Preferably, dwell angle for neutral position is at least ± 3 degrees, more preferably at least ± 4 degrees. The transmission system is a sequential transmission and the angular movement required to rotate the shift drum between each gear position is also called the "index angle". The transmission system may also include any desired number of gear ratios though four, five or six gear ratio or speed systems are preferred in the marketplace. Index angle for automated manual transmission systems or automatic transmissions can exceed those attained or it can have the same index angle as in manual transmission systems (60 degrees maximum for 6 speed transmission and 72 degrees maximum for 5 speed transmission) where rider comfort places limits on index angle range and use of the circumference of the shift drum to implement various gear selection options. Preferably, the index angle for each gear position in a six speed transmission automated manual transmission system as described exceeds 60 degrees. . Preferably, the index angle for each gear position in a four speed transmission

50
50

automated manual transmission system may exceed 90 degrees and could extend up to 108 degrees; for a five speed transmission automated manual transmission system as described exceeds 72 degrees, advantageously with a maximum at 80 degrees or more (say for example 81 degree); and for a six speed transmission automated manual transmission system could extend from 60 degrees up to 65 degrees subject to constraints imposed, for example, by gear shift position sensors. The magnitude of these index angles, as well as the dwell angles mentioned above, reduces gear shift actuator complexity and bulk and transmission control system costs in comparison with transmission systems with more constrained index angle and dwell angle ranges. Gear shift performance is also improved.

The transmission system may include any convenient number of shafts, for example input and output shafts (2 shaft system) or input, intermediate and output shaft (3 shaft system). A three shaft system is particularly desirable for use in rear wheel driven motorcycles and scooters, ensuring that input and output shafts rotate in the same direction which is operationally convenient. In a three shaft transmission system, according to the invention, an intermediate shaft or layshaft, is disposed in parallel relation with the input and output shafts described above. Forward input gears are meshable with corresponding gears on the intermediate shaft, such corresponding gears also being meshable with the forward output gears in the selected gear ratio. In this situation, which is particularly convenient where a chain or belt drive is used to transmit engine drive to the driven wheel(s) of a vehicle, the forward input gears and forward output gears are indirectly meshable in the selected gear ratio. In a two shaft transmission system, having input and output shafts according to the invention, the forward input gears and forward output gears are directly meshable in the selected gear ratio.

The transmission system is a non-synchromesh transmission, advantageously operable in constant or sliding or clash mesh, advantageously using the positive drag mechanism as described in the Applicant's co-pending Indian

51
51

Patent Application the contents of which are hereby incorporated herein by reference, if necessary. The expense of synchromesh mechanisms can thus be avoided.

The transmission system may include a reverse gear. The shift drum may have a modular construction as described in Indian Patent No 2282/CHE/2007, the contents of which are hereby incorporated herein by reference.

Engines and/or vehicles including transmission systems as described above form another aspect of the present invention. Whilst such transmission systems are applicable to a wide range of vehicles, the transmission system may be used, to particular advantage, in two or three wheeler vehicles, especially motorcycles and scooters.

BRIEF DESCRIPTION OF DRAWINGS

In the drawings:

Figure 1 is a sectional view of a sequential transmission system according to one embodiment of the present invention

Figure 2 is a cross sectional developed view of the sequential transmission system of Figure 1 showing the gear shift actuator system.

Figure 3 is a front view of the gear train of the sequential transmission system as shown in Figure 2.

Figure 4 is a detail side cross-sectional view of the drum shift and drum shift actuator of the sequential transmission system as shown in Figures 1 to 3.

Figure 5 is a rear side view showing the sequential transmission system and its relationship to the rear wheel of a motorcycle employing the sequential transmission system.

52
52

Figure 6 is an isometric view of the shift drum of the sequential transmission system as shown in Figures 2 to 5.

Figure 7 is a top view of the shift drum of Figure 6 showing its mounting in the transmission system and

Figure 8A is a developed view of the shift drum for a five speed transmission shown in Figures 6 and 7.

Figure 8B is a developed view of the shift drum for a five speed transmission shown in Figures 6 and 7 showing index and ramp angles for the shift drum.

Figure 9 is a developed view of the shift drum for a five speed transmission according to prior art transmission system.

Figure 10 is a developed view of a shift drum similar to that shown with reference to Figure 9 and applied to a six speed transmission shown as another prior art transmission system.

Figure 11 is a view of a handlebar of a motorcycle including the transmission system illustrated with reference to Figures 1 to 8.

DESCRIPTION OF PREFERRED EMBODIMENTS

Description of preferred but non-limiting embodiments of the transmission system of the present invention will now follow with reference to the above drawings.

Referring now to Figures 1 to 7, there is shown an automated manual transmission system 10 mounted in a scooter type motorcycle for transmitting power from the crankshaft 200 of a single cylinder internal combustion engine 150 to which it is mated to the rear wheel 300 (as conveniently shown in Figure 5) through a drive chain 90 and, through operation of the transmission system 10, at a desired gear ratio.

53
53

Cylinder 400 is shown together with its associated con rod 410 connecting its piston to the linkage 415 for providing drive to the crankshaft 200 as a gaseous or liquid fuel is combusted in cylinder 400. Magneto 270 is also shown mounted to crankshaft 200. The crankshaft 200 and linkage 415 are mounted within crankcase 210.

Rotation of the crankshaft 200 causes rotation of drive sprocket 205 and chain 90. A substantial portion of the chain drive 90 is enclosed within chain case 220. Chain drive 90 is lubricated using a lubrication system (not shown). To facilitate operation of transmission system 10, the direction of rotation of the chain drive 90 is made common with the engine (through crankshaft 200) and the rear wheel 300 by including intermediate shaft 23.

Automated manual transmission system 10 includes a powertrain housing 20 which is separated and made distal from, though integral with, engine crankcase 210 by chain case 220. Rotatably mounted within powertrain housing 20 is the rotating output sprocket 95 of drive chain 90. The output sprocket 95 rotates essentially at a speed equal to engine speed divided by reduction ratio, through the transmission system 10 is required for driving rear wheel 300. To that end, the output sprocket 95 is engageable with the primary gear 94 of an input shaft 22 rotatably mounted to the housing 20, through operation of clutch 60 by automatically controlled clutch motor 620, required speed being achieved through establishment of a gear ratio.

Transmission system 10 is a sequential drum shift transmission system having five gear ratios in the illustrated embodiment and includes input, intermediate and output gear trains comprising three gears for each of the input shaft 22 (gears 22a-22c), intermediate shaft 23 (gears 23a-23c) and output shaft 24 (gears 24a-24c).

Movement between the gear ratios, in sequential manner, involves a gear shift drive system 35 including a gear shift drum 40 and a shift drum drive 45

54
54

for turning the shift drum 40, on demand, through a selected angular movement to a position corresponding to a selected gear ratio. Arrangement of the components of gear shift drive system 35, including gear shift detector or potentiometer 411 and its protective cover 412, is conveniently shown in Figures 4 and 7. The absence of detent mechanisms may especially be noted.

Shift drum 40 is provided on its outer peripheral surface 40B with three actuating or cam grooves 40A, each corresponding with the respective input shaft 22, intermediate shaft 23 and output shaft 24, which extend around substantially the whole circumference, approximately 330° , of the shift drum 40. Use of a substantial portion of the circumference of the shift drum 40 enables a higher index angle (I) and higher dwell angle (D) without increasing the ramp angle (R) and without increasing the drum diameter. This assists in achieving the object of transmission system compactness without requiring ramp angle selection which would require a larger electric motor for a given duty. Actuator grooves 40A have a relatively low ramp angle (R), as shown in Fig. 8A, about 36° .

The configuration of actuator grooves 40A, which accommodate and enable sliding movement of shift forks 47a-47c (respectively operating the respective gear trains G_i , G_{in} and G_o to establish the gear ratio required by the transmission control unit) within them through an index angle (I) of rotation of shift drum 40 enabling change in gear ratio under control of the transmission control unit will be described further below.

Shift drum drive 45 comprises an electric gear shift motor 120, a stepper motor, operated on demand by the transmission control unit, mounted using suitable bearings 20B to portion 20A of the housing 20. Shift motor 120 has an output shaft 121 projecting into a reduction gearbox comprising a reduction gear train including a drive gear 122 forming a splined portion of output shaft 121, sector gear 123, driving gear 124 and driven gear 41

2

55
55

connected to an axle 42 of shift drum 40. Axle 42 has an axis also in parallel with input shaft 22, intermediate shaft 23 and output shaft 24. Sector gear 123 is rotatably mounted on shaft 127 and driving gear 124 is formed integral with rotatable shaft 127. Connected to shaft 127 is a clashmesh mechanism 300 to reduce jerk when the drive gear 122 rotates, during operation of shift motor 120, rotating sector gear 123 and shaft 127 and its fixed driving gear. Spring 310 of clashmesh mechanism 300 urges the sector gear 123 into engagement with driving gear 124.

The gear shift actuator 35, as described above, allows the detent or stopper mechanisms used in prior art transmission systems, such as those described above, to be avoided. This assists in making the transmission system more compact as is one of the objects of the present invention. At the same time, sizing of electric stepper motor 120 can be reduced for the given duty since there is no need for stepper motor 120 to provide energy to overcome the biasing forces generated by a detent or stopper mechanism.

Operation of gear shift actuator 35 is controlled by a transmission control unit in accordance with a pre-determined control strategy and with minimal operator, i.e rider, involvement. The control unit therefore causes the shift drum 40 to turn through a required angular movement, or index angle, through use of a shift drive system as described below.

Angular movement of shift drum 40, by controlled movement on operation of electric gear shift motor 120 (for example a stepper motor), by the transmission control unit, causes its associated shifters or forks 47a-47c to controllably slide along cam grooves 40a to move splined gears included in each of the gear trains described above into position to establish the required gear ratio under control of a transmission control unit (not shown). Such operation of a gear shift drive system corresponds with that known in the art.

Angular movement of shift drum 40 when demanded for a gear shift is sensed by potentiometer 411 and input to the transmission control unit which will command corrective action to reduce any error between sensed or actual position of the shift drum 40 and required position to properly establish a gear ratio. Transmission control unit may also implement strategies to reduce torque during a gear shift by various strategies, for example as described in the Applicant's Indian Patent No.3470/CHE/2011.

Shift forks 47a-47c are slidably mounted on guide shafts 471, 472 and 473 and move into position, as they move along actuator grooves 40A to bring required gears in gear trains G_i , G_{in} and G_o into engagement to establish a gear – when commanded by the transmission control unit - by positioning shift forks 47a-47c in particular portions corresponding with each gear within each actuator groove 40A.

The portions corresponding with each gear are shown, in Figures 8A-C marked "1", "2", "3", "4" and "5" for each of actuator grooves 40A. Figure 10, being for a six speed transmission has an additional gear position "6". These positions are separated by an index angle (I) at least 60° as shown for the six speed transmission in Figure 10 and it is possible to reach 81° as shown in Figures 8A and 8B. The alternative five speed transmission of Figure 9 has an index angle (I) of 72° . Such index angle (I) compares with 60° or less in prior art transmission systems. The magnitude of the index angle achievable for transmission system 10 reduces gear shift actuator complexity, cost and ease of operation compared with such prior transmission systems, especially when factors as further described below are accounted for.

The peripheral surface of shift drum 40 is used more efficiently and position of the shift drum 40 corresponding with a selected gear ratio extends over a larger angular interval or "dwell angle" (D) than in shift drums of prior art transmission systems. This facilitates gear selection and also accommodates variability in manufacturing of components, particularly the shift drum 40.

57
57

Shift drum 40 provides a dwell angle (D) for each gear of at least ± 4 degrees for every gear position including 1st and 5th gear endstop positions. For 2nd to 4th gear positions, dwell angle (D) is ± 8 degrees. For the shift drum 40 shown in Figures 8A and 8B, 332 degrees of the circumference is efficiently used (i.e. $4 \times 81 \times 4 + 4(1^{\text{st}} \text{ gear}) + 4(5^{\text{th}} \text{ gear})$), this only being limited by the detection range of potentiometer 411 to 334 degrees.

Another benefit of such dwell angle range is that the required transmission control unit does not need to operate so precisely, so saving cost whilst noticeably facilitated.

Gear shift drive bulk and inertia can also be reduced in comparison with prior transmission systems, not least because it is no longer necessary to select electric motor 120 to overcome the biasing forces of a detent mechanism.

Desirably, and advantageously for safety reasons, a plurality of neutral positions, N, in which a forward gear ratio is not selected are provided for the transmission system 10. This means that the rider can move the motorcycle engine quickly to neutral position. To that end, a neutral "N" position is provided alternately between each gear position 1-5 with the actuator grooves 40A of the shift drum 40 being configured accordingly by providing a flat land or dowel in actuator groove 40A between each gear position 1-5 as shown in Figures 8A and 8B. Still more advantageously, neutral positions and gear positions are arranged alternately so that – most desirably – an intermediate neutral position is provided between each gear position at about 40.5 degrees of index angle between each gear position as shown in Figure 8B. Dwell angle for each neutral position in the illustrated shift drum 40 is at least ± 4 degrees. A relatively low or shallow ramp angle, here about 36 degrees, as noted hereinabove is also achievable with shift drum 40 diameter being 42mm. Such working intermediate neutral positions, and the configuration of these positions, has the advantages described above.

58
58

The five speed transmission illustrated with reference to Figure 9 and the six speed transmission illustrated with reference to Figure 10 has a single neutral position at 36° and 30° respectively between 1st and 2nd gear position according to prior art.

At least one neutral position N can be actuated by the rider using a manually operable neutral position selector. An operator might select this or any of the neutral positions in the event of urgency, such as a technical problem with the motorcycle. The plural neutral positions also assist in avoiding clash. A switch 502 is provided on handle bar 500 to command, via the transmission control unit, movement of shift drum 40 to bring the gears to nearest neutral position as shown in Figure 11. Once the transmission is in neutral position, the motorcycle with transmission system 10 can typically be more readily moved to a repair location.

Transmission system 10 is a convenient inclusion within motorcycles and scooters with benefits in terms of packaging, motor rating and cost. On motor rating, shift motor 120 as described herein has power of 32W. Approximately 30% more power would be required for a conventional like AMT system considering higher ramp angle and the presence of detents. Even more power might be required dependent on the strength of detents. Such power requirements would add to cost demonstrating the cost advantages of transmission system 10...

Modifications and variations to the transmission system described in this specification may be apparent to skilled readers. The applicant also relies upon the provisional specification and drawings submitted with provisional specification for the purpose of disclosure of this complete specification. Such modifications and variations are deemed within the scope of the present invention.

59
59

WE CLAIM :

1. A transmission system comprising:

a gear shift drive system including:

a shift drum for controlled angular movement about an axis thereof, said shift drum having an outer peripheral surface formed with a plurality of actuator grooves engageable with respective shifters to establish at least a selected gear ratio dependent on said angular movement of said shift drum; and

a gear shift actuator for turning said shift drum, on demand, through a selected angular movement to a selected shift drum position

wherein said shift actuator for turning said shift drum holds said shift drum in said position until a further shift drum position is selected without use of a detent or stopper mechanism.

2. The transmission system of claim 1 wherein said selected shift drum position corresponds to a selected gear ratio or a desired neutral position.

3. The transmission system of claim 1 or 2 including a control unit which, in accordance with a pre-determined control strategy, controls the operation of the shift actuator so that it holds the shift drum in the required position, unacceptable error between selected shift drum position and actual shift drum position being reduced by initiating angular movement of the shift drum towards the selected position.

4. The transmission system of claim 3 wherein said shift actuator includes an electric actuation motor including a reduction gearbox for turning the shift drum through the demanded angular movement under supervision of the control unit operating in accordance with the pre-determined control strategy and wherein the reduction gearbox has a reduction gear train directly engages with the shift drum without requirement for any other linkages.

60
60

5. The transmission system of any one of the preceding claims wherein over 300°, preferably over 330°, of the shift drum circumference is deployed with actuator grooves extending over this sector.

6. The transmission system of any one of the preceding claims wherein an index angle being the angular extent between selected positions exceeds 60 degrees for a 6 speed transmission and exceeds 72 degrees for a 5 speed transmission and exceeds 90 degrees for a 4 speed transmission.

7. The transmission system of claim 6 wherein maximum index angle for a 6 speed transmission is 65 degrees and maximum index angle for a 4 speed transmission is 108 degrees.

8. The transmission system of claim 6 wherein said index angle exceeds 80 degrees for a 5 speed transmission.

9. The transmission system of any one of the preceding claims wherein a dwell angle being an angular extent in which a selected position of the shift drum is maintained for a given drum size is at least +/-3 degrees, preferably at least +/-4 degrees and most preferably about +/- 8 degrees.

10. The transmission system of any one of the preceding claims wherein a ramp angle below about 40° is selected for a selected position.

11. The transmission system of any one of the preceding claims wherein a neutral position is provided between two gear positions along an actuator groove.

12. The transmission system of claim 11 wherein a plurality of neutral positions are provided.

P

13. The transmission system of claim 12 wherein each neutral position is provided between each gear position along said at least one actuator groove.

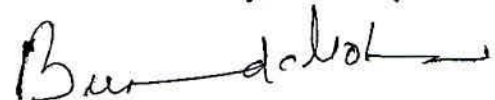
14. The transmission system of any one of the preceding claims being a non-synchromesh transmission,

15. An engine mated with a transmission system as claimed in any one of the preceding claims.

16. A vehicle including the transmission system of any one of claims 1 to 14 and/or the engine of claim 15.

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED,**
By its attorney



(BRINDA MOHAN)
INPA269

62
62

Application No. : 4942/MUM/2015

Title : **A TRANSMISSION SYSTEM**

Applicant name: Bajaj Auto Limited

ABSTRACT

A transmission system (10) comprising:

- a powertrain housing (20); and

- a gear shift drive system (35) mounted within said powertrain housing (20) including:

- a shift drum (40) mounted for controlled angular movement about an axis thereof, said shift drum (40) having an outer peripheral surface (40B) formed with a plurality of actuator grooves (40A) engageable with respective shifters (47a-c) to establish at least a selected gear ratio dependent on said angular movement of said shift drum (40); and

- a gear shift actuator (120) for turning said shift drum (40), on demand, through a selected angular movement to a selected shift drum position wherein said shift actuator (120) for turning said shift drum holds said shift drum (40) in said position until a further shift drum position is selected.

Figure 1

7

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 1

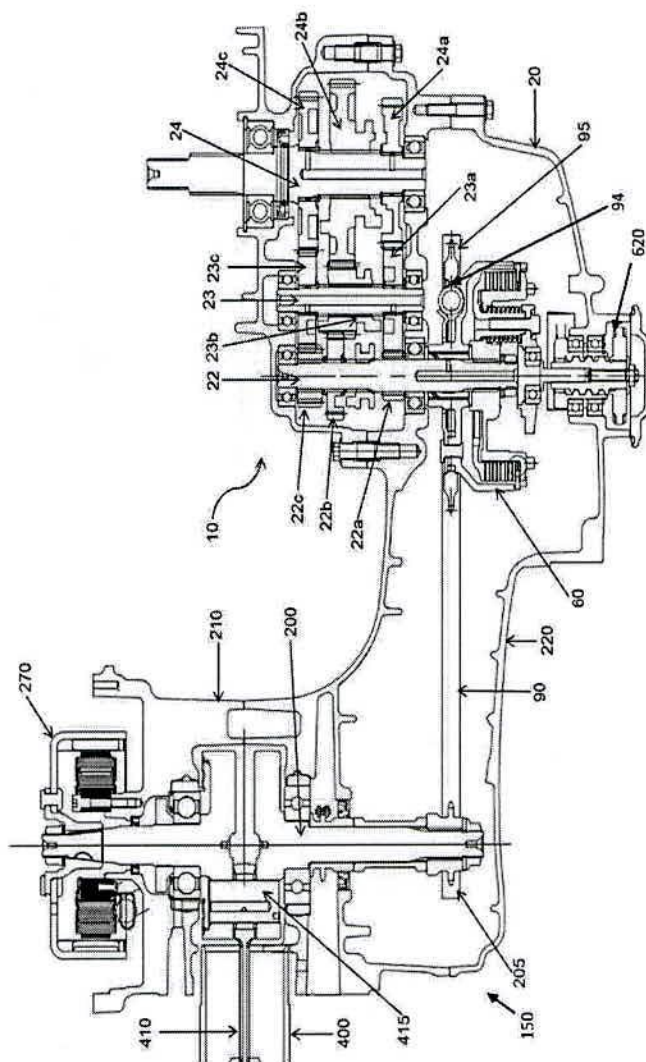


FIGURE 1

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

Total No. of pages : 12
page No. : 2

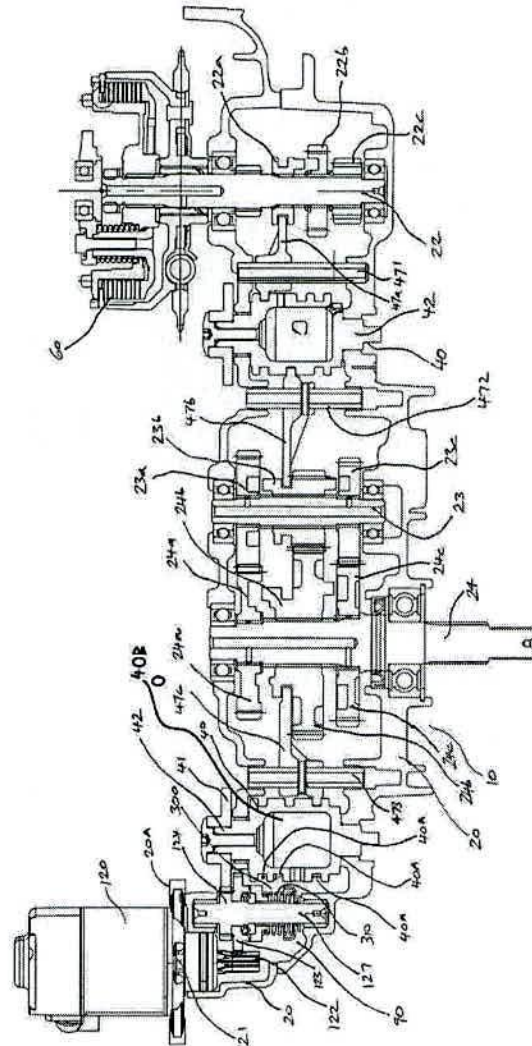


FIGURE 2

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED,**
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

65
65

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 3

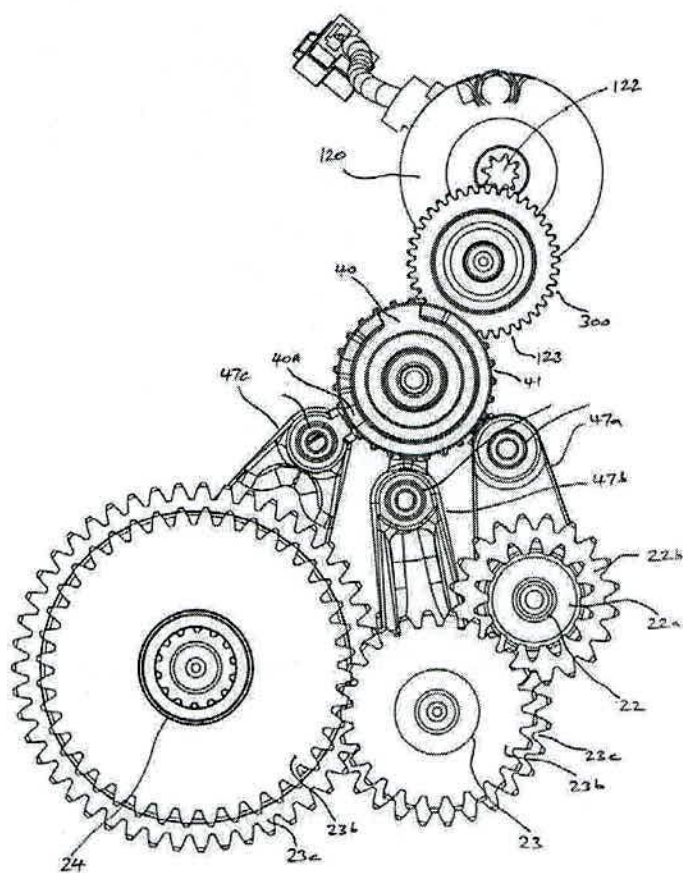


FIGURE 3

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan

(BRINDA MOHAN)
INPA269

66
66

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 4

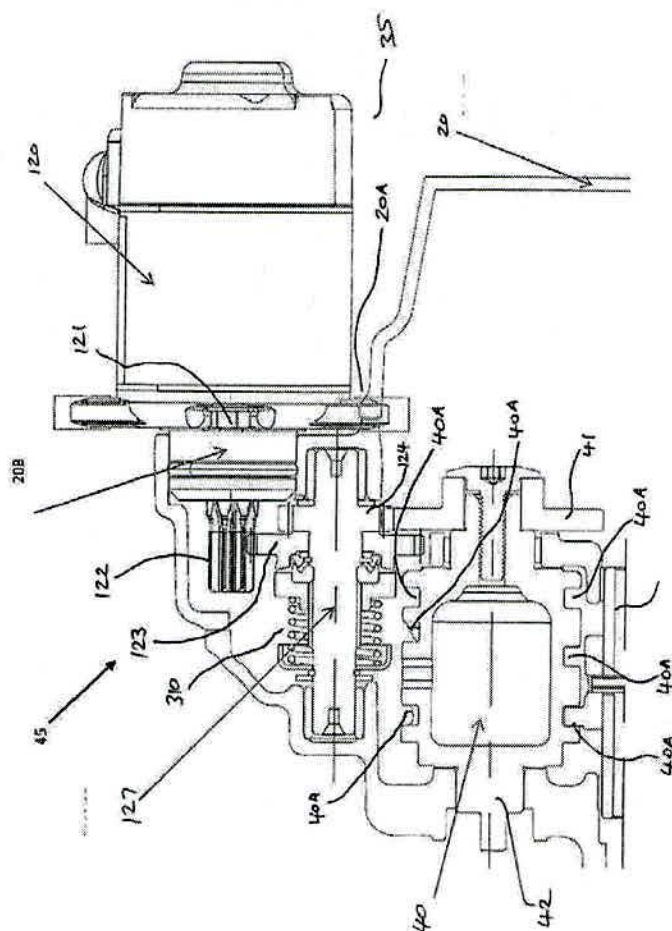


FIGURE 4

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

67

67

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 5

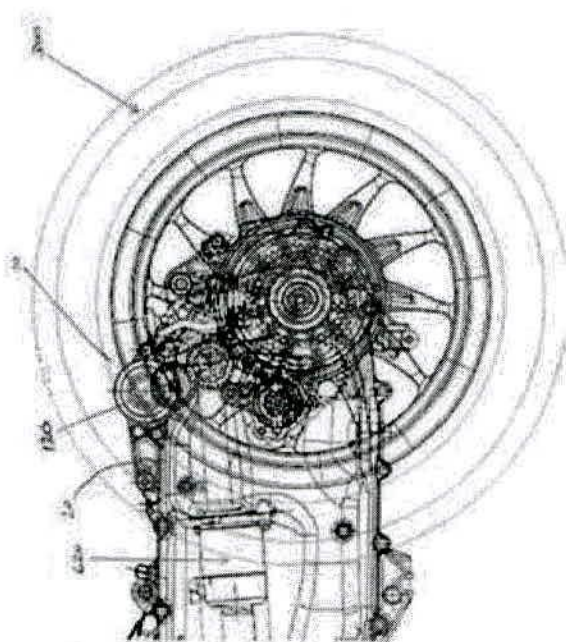


FIGURE 5

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

68

68

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 6

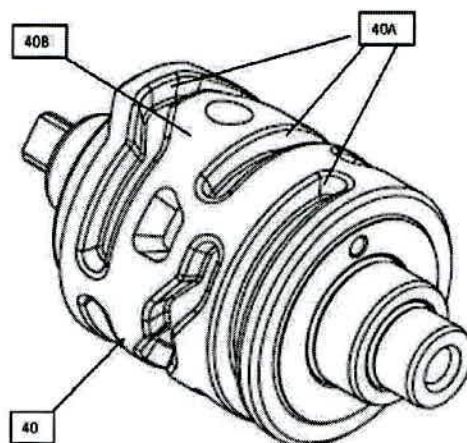


FIGURE 6

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 7

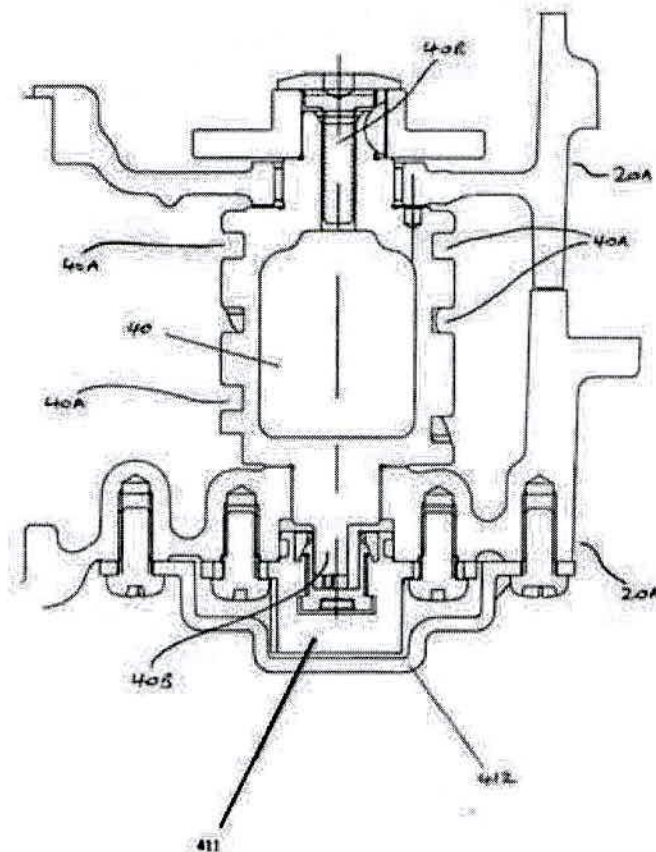


FIGURE 7

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

70
70

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 8

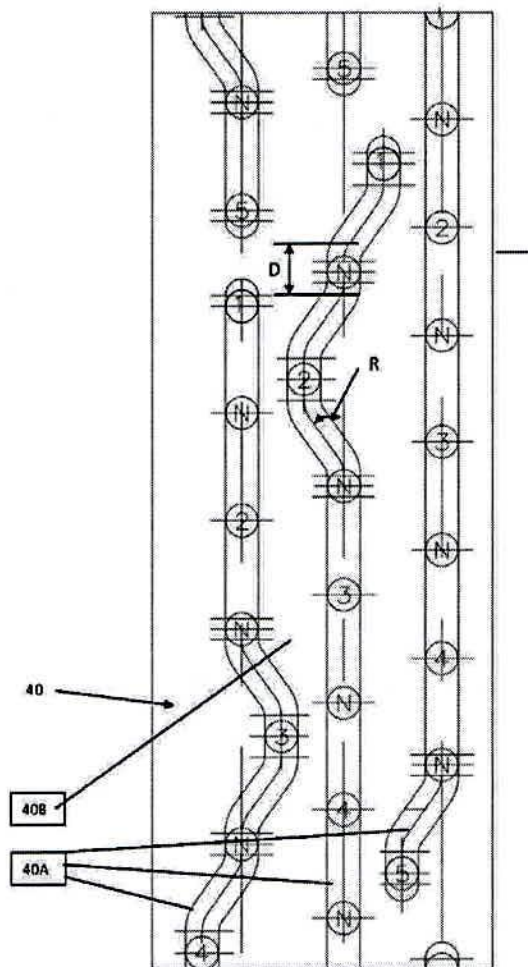


FIGURE 8A

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

71
71

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 9

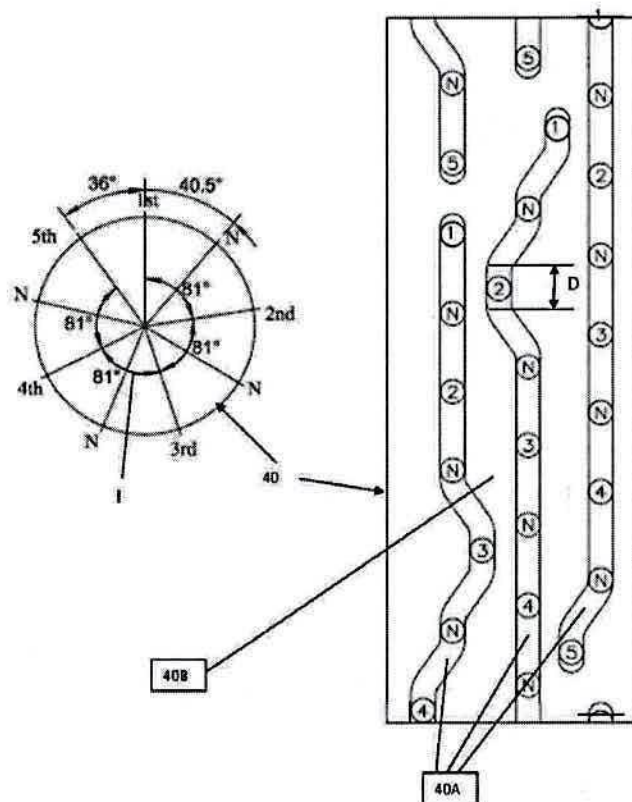


FIGURE 8B

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

72
72

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 10

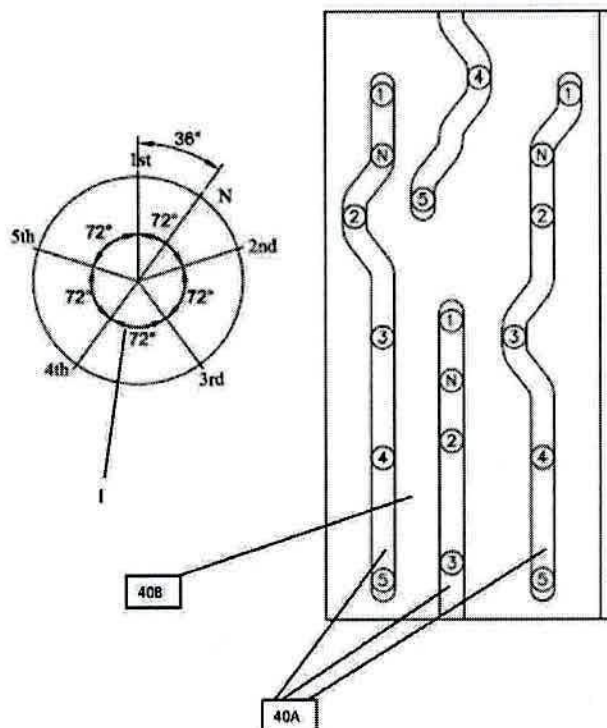


FIGURE 9

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For BAJAJ AUTO LIMITED,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

73

73

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 11

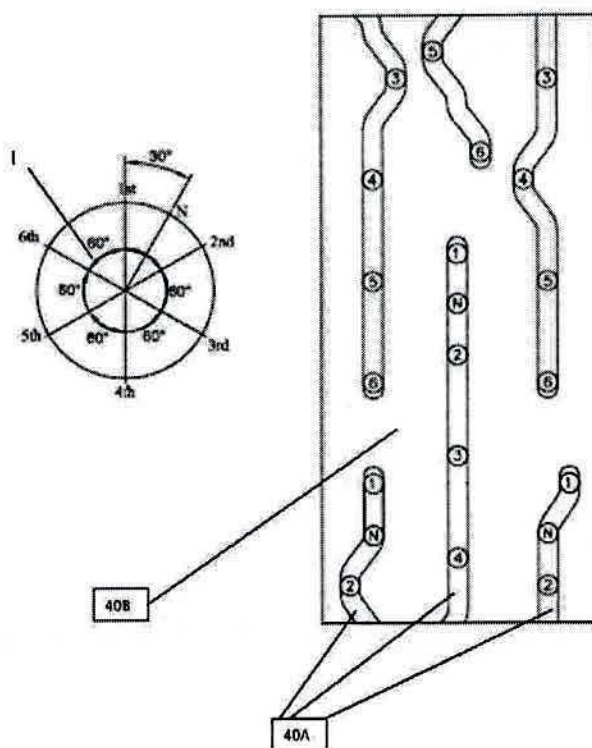


FIGURE 10

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269

74
74

Application No. : 4942/MUM/2015
Applicant name: Bajaj Auto Limited

Total No. of pages : 12
page No. : 12

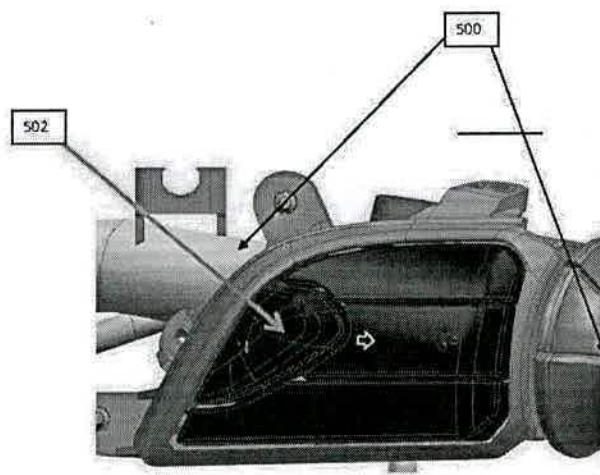


FIGURE 11

Dated on this the 22nd day of December, 2016.

For **BAJAJ AUTO LIMITED**,
By its attorney

Brinda Mohan
(BRINDA MOHAN)
INPA269