

DELEGATURA DE NUEVAS CREACIONES

SOLICITUD
FASE NACIONAL

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO



No. 12-176805- -00000-0000

21. EXPEDIENTE No. _

Fecha: 2012-10-08 16:28:37 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 2 PATENTES Eve: 1 REGDEPOSITO
Act. 411 PRESENTACION Folios: 95

54. TITULO

**UN SISTEMA DE TRANSMISION
MANUAL AUTOMATIZADA**

51. CLASIFICACION INTERNACIONAL_____

71. SOLICITANTE

BAJAJ AUTO LIMITED

74. APODERADA

HELENA CAMARGO WILLIAMSON

22. BOGOTÁ D.C., OCTUBRE 8 DE 2012.

 Industria y Comercio SUPERINTENDENCIA	SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO  No. 12-176805- -00000-0000 Fecha: 2012-10-08 16:28:37 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR Tra. 2 PATENTES Eve: 1 REGDEPOSITO Act. 411 PRESENTACION Folios: 95 adicación
---	---

DIRECCIÓN DE NUEVAS CREACIONES
SOLICITUD DE PATENTE - NACIONAL

1	TIPO DE SOLICITUD	☒ Patente de invención		☐ Patente de Modelo de Utilidad	
2	TÍTULO DE LA INVENCIÓN (200 caracteres o espacios máximos)			3	CIP Clasificación Internacional de Patentes
UN SISTEMA DE TRANSMISION MANUAL AUTOMATIZADA					
4	SOLICITANTE (S) ☐ Esta persona también es inventor. Para datos adicionales utilizar hoja de información complementaria				
APELLIDOS O RAZÓN SOCIAL BAJAJ AUTO LIMITED		NOMBRE		IDENTIFICACIÓN	TIPO
5	DATOS DEL SOLICITANTE				
DIRECCIÓN Akurdi, Pune - 411 035		No. TELÉFONO			
CIUDAD Pune		CORREO ELECTRÓNICO			
DEPARTAMENTO/ESTADO Maharashtra		NACIONALIDAD O LUGAR DE CONSTITUCIÓN		INDIA	
PAÍS DE RESIDENCIA India					
6	INVENTOR (ES) Para datos adicionales utilizar hoja de información complementaria				
APELLIDOS		NOMBRES		NACIONALIDAD	
1. ABRAHAM		JOSEPH		INDIA	
2. ASHISH MOHANIRAJ		JOSHI		INDIA	
3. MYSORE RAMNATHAN		HARIHARAN		INDIA	
DIRECCIÓN DE CORREO ELECTRÓNICO:					
7	DATOS INVENTOR (ES) Para datos adicionales utilizar hoja de información complementaria				
PAÍS RESIDENCIA		DEPARTAMENTO/ESTADO	CIUDAD	DIRECCIÓN	
2					
3					
OTRO(S) SOLICITANTE(S) Y/O (OTRO(S)) INVENTOR(ES)					
☐ Los demás solicitantes y/o (demás) inventores se indican en una hoja de información complementaria.					
8	☐ REPRESENTANTE LEGAL ☒ APODERADO				
APELLIDOS CAMARGO WILLIAMSON		NOMBRES HELENA		IDENTIFICACIÓN C.C. 35.455.268 de Bogotá T.P. 76985	
DIRECCIÓN Carrera 7 No 71 – 52 Torre A Piso 5		No. TELÉFONO 3257300			
CIUDAD Bogotá		CORREO ELECTRÓNICO helenacamargo@phrlegal.com			
PAÍS Colombia		No. RADICACIÓN O PROTOCOLO DE PODER GENERAL PODER PROT. 11 106948			
9	DECLARACIONES DE PRIORIDAD ☒ SI ☐ NO				
(33) PAÍS DE ORIGEN		CÓDIGO PAÍS		(31) NÚMERO	(32) FECHA (AAAA/MM/DD)
1. INDIA				3470/CHE/2011	07/10/2011
2.					
3.					

10	DECLARACIÓN SOBRE USO DE RECURSOS GENÉTICOS O BIOLÓGICOS	
<i>Declaro que el objeto de la presente solicitud de patente fue obtenido a partir de recursos genéticos o biológicos de los que cualquiera de los países miembros de la Comunidad Andina es país de origen.</i>		
☐ SI ☐ NO		
Nota: En caso afirmativo deberá anexar copia del contrato de acceso de recursos genéticos o productos derivados, o certificado o numero de registro, expedido por la Autoridad competente.		
11	DECLARACIÓN SOBRE USO DE CONOCIMIENTOS TRADICIONALES	
<i>Declaro que el objeto de la presente solicitud de patente fue obtenido a partir de conocimientos tradicionales de comunidades indígenas, afroamericanas o locales de países miembros de la Comunidad Andina.</i>		
☐ SI ☐ NO		
Nota: En caso afirmativo deberá anexar la licencia o autorización de uso de conocimiento tradicional, o certificado o numero de registro.		
12	REDUCCIÓN DE TASAS	
<i>Declaro que carezco de medios económicos para presentar la solicitud de patente.</i>		
☐ SI ☐ NO		
Nota: En caso de ser persona natural y carecer de medios económicos, y por lo tanto, aplique la reducción de tasas a que se refiere la resolución vigente en tarifas, debe firmar la presente solicitud bajo la gravedad de juramento.		
Micro, pequeñas y medianas empresas ☐		
Universidades públicas o privadas ☐		
Entidades sin ánimo de lucro ☐		
Debe aportar los documentos que se indican en el numeral 17 de anexos		
13	AUTORIZACIÓN DE NOTIFICACIÓN EN LÍNEA ☒ SI ☐ NO	
Manifiesto que he leído y entendido perfectamente los términos y condiciones de uso de medios electrónicos para las notificaciones en línea a través de Internet de los actos administrativos proferidos por la Superintendencia de Industria y Comercio que deben ser notificados personalmente y, en consecuencia, autorizo el servicio de notificación a través de internet.		
14	PARA PUBLICAR A PARTIR DE LA FECHA DE PRESENTACIÓN O DE LA PRIORIDAD INVOCADA:	15 COMPROBANTE DE PAGO O PAGO ELECTRÓNICO
Si es Patente de Invención ☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 18 meses ☐ Otro Cual: Si es Patente de Modelo de Utilidad ☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ Otro Cual:		Nº Fecha
16	FIRMA DEL SOLICITANTE, DEL APODERADO O DEL REPRESENTANTE LEGAL <i>Junto a cada firma, indicar el nombre del firmante y su calidad (si tal calidad no es obvia al leer el petitorio)</i>	
 HELENA CAMARGO WILLIAMSON C.C. 35.455.268 de Bogotá T.P 76985		
17	ANEXOS	
Documentación Técnica 1. ☒ Descripción N° de folios: 2. ☒ Reivindicaciones N° Reivindicaciones: 26 3. ☒ Dibujos y/o figuras N° folios: 4. ☒ Resumen. 5. ☒ Documento de Prioridad. 6. ☒ Traducción del documento de prioridad. 7. ☐ Certificado de depósito de material biológico si fuera el caso. 8. ☐ Listado de secuencias de nucleótidos y/o aminoácidos en forma digital si fuera el caso. 9. ☐ Arte final 12 x 12. 10. ☐ Anexo formato digital. Documentación Jurídica 11. ☒ Poderes, si fuera el caso. 12. ☐ Documento que legalmente pruebe la cesión del inventor al solicitante o a su causante. 13. ☐ Copia del contrato de acceso de recursos genéticos o productos derivados, o certificado o numero de registro, si fuera el caso. 14. ☐ Copia de la licencia o autorización de conocimientos tradicionales, o certificado o numero de registro, si fuera el caso. 15. Reducción de tasas Micro, pequeñas o medianas empresas ☐ Copia simple de la declaración de renta del año inmediatamente anterior, o en su defecto prueba documental idónea. ☐ Documento de constancia de cumplimiento con lo establecido en la ley 905 de 2004. Universidades públicas o privadas ☐ Copia acto de reconocimiento institucional emitido por el Ministerio de Educación Entidades sin ánimo de lucro ☐ Copia de registro vigente en Cámara de comercio. ☐ Hoja de información complementaria. ☐ Otros, especificar 16. ☐ Comprobante de pago de la tasa de presentación de la solicitud. 17. ☐ Comprobante de pago por reivindicación de prioridad. 18. ☐ Comprobante de pago de la tasa por concepto de excedente de palabras en la publicación. 19. ☐ Comprobante de pago por reivindicación adicional a 10.		

3

FORM 5
THE PATENT ACT, 1970
(39 of 1970)
&
The Patents Rules, 2003
DECLARATION AS TO INVENTORSHIP
[See section 10(6) and rule 13(6)]

1. NAME OF APPLICANTS

Name	Nationality	Address
BAJAJ AUTO LIMITED	Indian	Local business address:- 2nd & 3rd Floor, Khivraj Building, No.616, Annasalai, Chennai – 600006, State of Tamil Nadu. Registered office address:- Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.

hereby declare that the true and first inventor(s) of the invention disclosed in the complete specification filed in pursuance of our application

No. : **3470/CHE/2011**

Title : **AN AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION SYSTEM**

Dated : **07/10/2011**

Are

2. INVENTORS

Name	Nationality	Address
1. JOSEPH ABRAHAM	Indian	Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.
2. JOSHI ASHISH MOHANIRAJ	Indian	Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.
3. HARIHARAN MYSORE RAMNATHAN	Indian	Akurdi, Pune – 411035, State of Maharashtra, India.

4

Dated this on the 7th day of October, 2011.

1. Signature :

Name: **JOSEPH ABRAHAM**

2. Signature :

Name: **JOSHI ASHISH MOHANIRAJ**

3. Signature :

Name: **HARIHARAN MYSORE RAMNATHAN**

3. DECLARATION TO BE GIVEN WHEN THE APPLICATION IN INDIA IS FILED BY THE APPLICANT(S) IN THE CONVENTION COUNTRY:- N/A

We the applicant(s) in the convention country hereby declare that our right to apply for a patent in India is by way of assignment from the true and first inventor(s)

Dated this on the _____ day of _____, 2011

Signature

Name of the signatory

4. STATEMENT

We assent to the invention referred to in the above declaration, being included in the complete specification filed in pursuance of the stated application.

Dated this the 7th day of October, 2011.

1. Signature :

Name: **JOSEPH ABRAHAM**

2. Signature :

Name: **JOSHI ASHISH MOHANIRAJ**

3. Signature :

Name: **HARIHARAN MYSORE RAMNATHAN**

To
The Controller of Patents,
The Patent Office at Chennai.

5

ABSTRACT

An automated manual transmission system (10) for a vehicle comprises a prime mover (110) engageable with, and disengageable from, a clash mesh type transmission system (10) comprising a plurality of gears (16a-16e;18a-18e); a transmission control unit (TCU); and a gear shifting mechanism (20;23;30;32;43;45). The gear shifting mechanism (20;23;30;32;43;45) is controlled by the transmission control unit (TCU) to shift transmission gear (16a-16e;18a-18e) during a gear shift phase. The transmission system (10) and prime mover (110) are engageable and disengageable by a self-actuating clutch system during said gear shift phase. The self-actuating clutch system (15;140) includes a one way clutch (15) mounted on an input shaft (16) of the transmission system (10) and a centrifugal clutch (140) mounted on the engine crank shaft (14a) where the prime mover is an internal combustion engine (110). The self-actuating clutch system (140) preferably includes a one way clutch (15) where the prime mover is an electric motor.

AN AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION SYSTEM

This invention relates to an automated manual transmission system, for example for automotive vehicles, for example motorcycle or other vehicle. The automated manual
5 transmission system may be used in combination with a prime mover which may, for example, be in form of an internal combustion engine or an electric motor.

Two wheelers, three wheelers and four wheeler vehicles, of small engine capacity, are commonly used for commuting in cities and urban areas. Such vehicles are an affordable mode of transportation due to the advantage of fuel efficiency.

10 Reducing the size and weight of such a vehicle, and its prime mover (whether internal combustion engine or electric motor), has real advantages from the perspectives of reducing capital cost and improving fuel economy. Size/weight reduction can also be relevant to emission performance. The challenge is to reduce size and weight of the vehicle, and particularly its, power train as far as possible. An
15 essential but typically bulky component of a power train (i.e. combination of prime mover and drive train) for a vehicle is the transmission system which is subject to rigorous operation during commuting in dense traffic conditions.

The transmission system transmits motive force, in a controlled manner, through a pathway from rotating crankshaft to driving wheel(s) of the vehicle at a
20 gearing ratio selected, through a gear shifting mechanism, for the motorcycle operating conditions. Transmissions may be automatic (which use fluid type torque converters instead of a clutch), semi-automatic, automated manual or manual. Automatic or automated manual transmissions (AMT transmissions) have advantages for vehicle control because the rider does not need to frequently operate the gear
25 shifting mechanism, a potentially fatigue inducing task. Such automatic or automated transmissions allow the vehicle to be operated by an electronic control unit with a particular operating strategy, ideally optimized over the operating strategy a competent operator would use. In this regard, automatic transmissions suffer from efficiency losses due to the use of the fluid coupling. Known automated manual
30 transmissions, whilst retaining the efficiency of manual transmissions, require complex componentry and control systems to control clutch engagement/disengagement and gear shifting. It would be desirable to reduce the cost and complexity of an automated manual transmission.

Furthermore, automated manual transmissions (and other transmission systems for
35 that matter) typically include synchromesh gear shifting which smoothes gear shifting

and increases probability of gear shifting up to 100% but at the added cost of complex and costly synchromesh components requiring more space than a clash mesh type transmission system. Comparative design calculations show that employing a synchromesh system would require increase in center distance (between input and out
5 shaft) at least by 20 % and approximately doubled length of the shafts between the bearing supports. For example, calculations done for a 150cc engine having 5 speed gear ratios show that length of shaft between the bearing support required in clash mesh type gear box is 82 mm while the equivalent synchromesh gear system with 5 speed gear ratios requires shaft length of 180 mm. Thus use of synchromesh type
10 system consumes more weight and space.

Also typically included in automated manual transmission systems are components such as a separate electronically controlled manual clutch or similar controlling mechanism. Such devices consume space and add cost and challenge efficient control over operation because synchronization of the operation of manual
15 clutch device with automated gear shifting is a complex phenomenon. Complexity in synchronization also leads to problems with jerkiness on gear shift and addressing such jerkiness remains an ongoing concern.

Where an AMT clutch actuation system uses a conventional plate type clutch, a bulky clutch mechanism, a complex control strategy is required to enable
20 satisfactory completion of gear shifting, especially during initial take off and during down shifting. During initial take off, it is important to correctly and simultaneously maneuver clutch, accelerator control and gear shift mechanism depending on the inertial load so that there is no stalling or over revving of the engine. Only in this way can smooth takeoff be achieved. This requirement necessitates a very complex
25 feedback and control system to achieve smooth take off. Such control challenge is further compounded by individual rider habits when using the accelerator control.

Similarly, during down shifting, after completing gear shifting, the requirement for re-engagement of the clutch differs depending on specific gear ratios and vehicle speed. This requires a complex and precise clutch actuation control
30 strategy. The above requirements put a heavy demand on the clutch actuation system and make this a very complex and hence expensive system.

It is an object of the present invention to provide an automated manual transmission system for a vehicle that is less bulky, less complex and more compact than currently available transmission systems.

It is a further object of the present invention to provide a less expensive automated manual transmission system.

It is a still further object of the present invention to provide an automated manual transmission system significantly less prone to jerks and gear shifting
5 problems.

With this object in view, the present invention provides an automated manual transmission system for a vehicle comprising a prime mover engageable with, and disengageable from, a clash mesh type transmission system comprising a plurality of
10 gears; a transmission control unit; and a gear shifting mechanism controlled by the transmission control unit to shift transmission gear during a gear shift phase wherein said transmission system and prime mover are engageable and disengageable by a self-actuating clutch system during said gear shift phase.

The present automated manual transmission system avoids requirement for a clutch actuating mechanism, operable by operator or by any controlling mechanism of
15 the transmission system. This saves space and makes the transmission system more compact. Engine weight and cost may thereby be reduced.

The self-actuating clutch system must comprise one or more self-actuating clutches. The specific types of self actuation clutch and their use at specific locations in the drive or power train, or the motive force pathway from prime mover to vehicle
20 wheels, provides transmission system simplification consistent with the object of the present invention. Advantageously, in a present transmission system having prime mover as an IC engine, one of the self actuating clutches is centrifugal clutch mounted on, connected to or optionally formed integral with, the engine crankshaft. The centrifugal clutch located on prime mover shaft and engagable to transmission system
25 after achieving a threshold speed (RPM) of prime mover shaft .Yet another self-actuating clutch used in the motive force pathway, advantageously is a one way clutch located to automatically engage a prime mover drive shaft with input and output shafts of a transmission system, when drive is required, by meshing selected correspondent gears on each of the input and output shafts. The employment of above
30 explained self actuating clutch system does not require use of conventional plate clutch/s and its actuation means & complex strategies associated with it which are being used in known AMTs. Further, this self clutch actuating clutch system facilitates smooth gear shifting operations as explained in specification below.

The one way clutch is always in automatically engaged condition during torque
35 transmission from prime mover drive shaft to input shaft but automatically disengaged

at other times. Use of a one-way clutch assists in making the transmission system more compact. In general, an input shaft of a transmission system is mounted with many components. A conventional plate clutch and its actuating elements have significant width (and weight) and set a constraint on input shaft length which must be sufficient to bear the clutch. For example, for a 150 cc engine with a 5 speed AMT transmission system, additional packaging space of 33 mm along the axis of the input shaft would be required for accommodating a conventional plate clutch and its actuating mechanism and controls. These factors would increase the size of the transmission system as well as its weight by approximately 250 grams. Use of a one way clutch reduces the constraint on input shaft length reducing it in comparison with conventional automated manual transmission systems.

The centrifugal clutch is operable by centrifugal force to engage the input shaft as engine speed increases, above a threshold speed, after cranking through rider actuation of accelerator/throttle. The centrifugal clutch therefore provides takeoff torque and allows an engine idle speed to be maintained irrespective of whether input and output shafts are linked. The centrifugal clutch therefore acts as an anti-engine stalling device. To that end, the centrifugal clutch should remain engaged at all times whilst engine rpm is equal or above threshold value and the vehicle is in motion in a selected gear ratio. This precludes requirement for a clutch actuation mechanism and complex control strategy during initial take off.

During subsequent gear shift, while the centrifugal clutch remains in engaged condition as long as engine speed remains above a threshold speed value and when the torque flow is reversed from output shaft to input shaft (achieved by reduction in prime mover drive shaft torque by the transmission control unit), the one way clutch gets disengaged, thereby facilitating smooth gear shift by the gear shift mechanism with respect to predefined operating strategy. During down shift, as there is no connection between input shaft and prime mover drive shaft (due to disengagement of the one way clutch), there is no impact on engine speed and down shift can be smooth without need for complex control apparatus and strategy. This also helps in reducing the gear shift noise of synchronization of respective gear as there no clutch drag , the basic inertia of a one way clutch being significantly less than for a comparable conventional plate clutch.

Use of a centrifugal clutch as one of the self-actuating clutch also assists in making the transmission system more compact. Centrifugal clutches normally have less width or dimension in axial direction than manual clutch mechanisms or systems.

Torque capacity is selected to minimize the size of the centrifugal clutch and reduce slip times. Vehicle gross vehicle weight is also in the range where a low capacity centrifugal clutch can be usefully adopted. Further placement of the centrifugal clutch in the overall vehicle layout is done in a manner requiring a minimum of the drive-
5 train torque to be transmitted through it. As the minimum torque axis also has the highest rotational speed (rpm) giving the required centrifugal force with minimum weight, both factors greatly assisting reduction of torque, keeping the size and inertia of the centrifugal clutch low and allowing quick engagement/take-off characteristics.

A low torque requirement also allows a wet centrifugal clutch to be used.
10 While wet clutches have considerably lower capacity than a comparable dry clutch (due to lower coefficient of friction), usable life is superior due to better heat dissipation. Clutch life may be further improved by providing a continuous oil flow through the clutch by providing oil jets, such oil jets preferably being of optimized size and being provided at optimized locations.

15 The centrifugal clutch shoes may be provided with grooves, ideally arranged in the direction of rotation of the clutch and perpendicular to the direction of clutch rotation. This improves oil flow rate through the shoes of the centrifugal clutch. These features improve heat dissipation, reducing the wear of the frictional material, thereby improving clutch life. Such wear would be a particular concern on rider take
20 off at higher gears (for example, 3rd, 4th and 5th gears in a 5 speed transmission system). This situation could occur in a limp home or comparable problematic situation.

Use of a clash mesh type transmission system also reduces engine weight and cost. In a clash mesh shifting gearbox, dog clutches are typically used for engaging
25 and disengaging gears. One of the fixed or freewheeling gears has male lugs/projections while a corresponding gear carries female kidneys/slots. Lugs and slots are intended to engage on gear engagement. When gear shifting, the male lugs must enter the female slots in order to lock the fixed and freewheeling gears together and thus complete the gear shift phase. However, there is always non-trivial
30 probability that the male lug would collide/clash with the kidney wall. In such a scenario, the gear shift phase would not occur and the operator would have to overcome the clash by force modulation (for example holding foot on clutch for a period of time) or reattempting the gear shift phase in case of manually operated transmission system.

Such an approach is, intentionally, not possible with the presently described automated manual transmission system being the gear shifting decided by a predefined operating strategy and gear shifting operation achieved by gear shift actuating means such as an shifter motor. A human operator cannot address issues with clashing of gears in any meaningful way. Further, the automated nature of the transmission system means that gear shift occurs on average four times faster than in a manual transmission system. Human operator intervention, even if made possible, could not be effective. In event of a clash of gears, the shifting motor reacts to a mechanical lock condition and applies higher torque (up to stall torque of the shifting motor) which may lead to the speed synchronization of the fixed and freewheeling gears in the clash state (i.e. dog clutch is not engaged with its correspondent slot). As the speed differential between the two gears falls, the possibility of overcoming the clash zone reduces significantly. This leads to problems such as increased gear shift times and, less commonly, full speed synchronization and inability to shift gear.

The Applicant has found that such problems can be overcome by use of a, clash relieving device, located between the shifting motor and the gear shifting drum. This clash relieving device controls torque magnitudes resulting from clashing of gears and avoids clashing gear speed synchronization which otherwise will result in a failed attempt to shift gear. Relative speed of the fixed and freewheeling gears is prevented such that probability of gear shifting is maximized, as closely to 100% as possible.

The clash relieving device forms a further aspect of the invention. In this aspect of the invention, there is provided a gear shifting mechanism for an automated manual transmission system having a clash mesh shifting gearbox comprising an input shaft; an output shaft; a gear shift mechanism for engaging corresponding gears respectively located on said input shaft and said output shaft ; and a shifting motor having a drive shaft for driving the gear shift wherein said drive shaft further transmits torque to the gear shift through an intermediate shaft bearing a clash relieving device operative when torque delivered by said shifting motor exceeds a predetermined value to control relative speed of engaging elements of said correspondent gears during clash conditions. The clash relieving device acts in such a way that it allows relative rotational motion (or lost motion) between shifting motor drive shaft and the intermediate shaft when the torque output of shifting motor is above a preset threshold. The clash relieving device provides sufficient time to shift the gear in clash condition.

A preferred clash relieving device comprises an intermediate shaft located for transmitting torque between said gear drum shifter drive shaft and said gear drum shifter wherein said intermediate shaft is provided with a drive cam mounted freely on said shaft and a cam driven operatively and slidably connected to said intermediate shaft and biased into engagement with said drive cam by a spring, said spring having a preload determining a torque value at which said clash relieving device is actuated and above which said cam drive and cam driven disengage.

The problem of clash is overcome by the clash relieving device as follows:

1. The clash relieving device holds the lugs to ensure that the specific kidney angle required for engagement is achieved.

2. If desired engagement does not happen, then the clash relieving device momentarily but completely disconnects the torque transmission of the shifting motor from the shifting drum due to disengagement of cam drive and cam driven against spring force.

3. The spring force pushes the cam driven to engage with the cam drive, causing a reverse rotation of the gear shift drum. This results in momentary disconnection of lug and kidney facilitating a relative speed difference between lug and kidney, relieving the no go clash condition and engaging a lug with correspondent kidney slots.

Conveniently, the engaging elements of gear shift mechanism comprise two complementary components. One component comprises lugs as engaging elements. Complementary slots or kidneys (being kidney shaped slots) are provided on the other component. Engagement of these lugs and kidneys enables torque to be transferred for a selected gear ratio or till the time the engine speed drops below the threshold value of clutch engagement speed.

Where clash occurs, during gear shifting, position of the lug and kidney slot do not perfectly match and the selected gear is not engaged. Such probability is higher for engagement of lower gear ratio (for example 4th and 5th gears) than for engagement of lower gear ratio (for example 1st and 2nd gears) since the relative speed between the lower gears is less. To improve upon the probability of engagement of lug and kidney a 2x2 lug (i.e. two numbers of lugs and corresponding two numbers of kidneys) and kidney arrangement is conveniently provided. Use of this lug and kidney arrangement may improve probability of gear shifting above 70%. However, the 2x2 arrangement may not be required for all gears rather being selected for particular gear ratios, that is lower gear ratios, where clashing is more likely.

Circumferential clearances between lugs and corresponding slots (kidneys) may be increased to more than about 40 degrees (refer clearance angles A and B in figure 5) in contrast to conventional clash mesh type transmissions where circumferential clearance is restricted to reduce lug/kidney impact noise during sudden power transfer direction changes and/or during engagement phases. This is not an issue where a one way clutch is used as in advantageous embodiments of the invention. The increased circumferential clearance significantly improves probability of lug and kidney engagement.

Engagement and disengagement of the self-actuating clutch, for example the above described one way clutch, is automatic or self-regulating. Actuation of a one-way clutch would be dependent on relation between prime mover speed (RPM) and vehicle wheel speed, vehicle driving wheel(s) being provided with motive force, when the vehicle is "in gear", by the output shaft. When the speed on the prime mover side of the one way clutch is greater than the speed on wheel side of the clutch, the one way clutch automatically links or engages the prime mover drive shaft to input shaft which in turn transmits input shaft torque to the output shaft through the selected gear train. However, the converse is not true. When prime mover side speed is less than vehicle wheel side speed, such as in an "over-run condition" but here not limited to this, the input shaft is automatically de-linked or disengaged from the drive shaft. Thus a reverse torque from wheel rotation is not transmitted to the drive shaft or prime mover.

Disengagement or de-linking of input and drive shafts allows an opportunity for a gear shift to occur. When the transmission control unit determines requirement for a gear shift, the prime mover – whether internal combustion engine or electric motor – is controlled by the prime mover control unit to reduce or stop its drive shaft speed by air fuel control and/or prevention or retardation of spark plug firing (internal combustion engine) or shut off of electric current (electric motor). In the case of an internal combustion engine, the engine control unit reduces torque output.

The transmission control unit may, for example reduce, or, more preferably stop, air fuel supply to the engine during a gear shift phase (for example through use of the fuel shut off device described in the Applicant's co-pending 3740/CHE/2011 filed 1st November 2011, the contents of which are hereby incorporated herein by reference. This is desirable to perform smooth gear shifting and promote fuel economy and avoid hydrocarbon emissions caused by unnecessary combustion events during a gear shift phase. An alternative strategy would be to prevent spark plug firing

during a gear shift phase. Such prevention of spark plug firing may be controlled by the engine control unit. Further adaptation combining both air/fuel mixture cut off and prevention of spark firing may also be used.

By way of further background information, the fundamental operating principle of one-way clutches is well known to those skilled in the art and this specification is not intended to be a primer on such. However, in one common form, relative rotation of inner and outer elements or races is prevented in one direction, enabling the transmission of torque across the clutch, while inner and outer elements or races can overrun or freewheel in the opposite direction. The most common one-way clutch types are:

- (1) Ratchet one-way clutch
- (2) Roller one-way clutch
- (3) Cam or sprag one-way clutch

One-way clutches of type (2) or (3) are actuated in radial direction, not axial direction.

When the inner or outer race begins to rotate in a determined direction relative to one another, the rolling elements are wedged between an outer periphery of the inner race and an inner surface of the outer race such that both races are engaged together to rotate together and are able to transmit a torque. Conversely, when the inner or outer race rotates in the opposite direction to the determined direction relative to one another, the rolling elements disengage from the wedged position such that the inner and outer races do not transmit a torque there between. It is to be understood that the above information is by way of background information only and that the invention herein is not to be limited to any particular type of one-way clutch or a one-way clutch at all though such a clutch is most conveniently to be adopted.

During linking and de-linking of prime mover and transmission system through the one way clutch, the clutch is subject to shock and wear as operation is frequent. This would tend to reduce one way clutch service life if not compensated for. Frequent 'on' and 'off' of the one way clutch, being used in the drive train to directly drive (and engage/disengage) the wheel through the engine, leads to high torque fluctuations on the clutch. These fluctuations are highly detrimental to clutch life and require significant increase in the size and cost of the clutch. Advantageously, the one way clutch comprises a dampening mechanism to reduce shock on engagement and disengagement of said one way clutch, said dampening mechanism preferably including a biased damping means with a plurality of damping rates achieved by using springs and an elastic dampening material. Conveniently, a

15

plurality of pre-compressed springs provides initial dampening and a dampening material (such as rubber or like polymer) provides further damping of shock during one way clutch engagement.

5 The dampening mechanism comprises an input shaft comprising a primary driven gear provided with a plurality of slots, said driven gear being connected to a housing provided with a plurality of lugs engageable with said slots of the primary driven gear. The housing is freely rotatable on the input shaft, being rotatably connected to a flange of the one way clutch through a plurality of one way clutch sprags (or like means). The flange is rigidly fixed (optionally through splines) to the
10 input shaft. The sprags are shaped and positioned to be placed between said one way clutch flange and said housing to allow rotation of said housing in one direction.

The lugs are fitted with a dampening material which acts to reduce shock when the lugs engage with slots of the primary driven gear on engagement of the one way clutch. The primary driven gear is covered by a cover plate from the opposite
15 side of the housing. The lugs and correspondent dampening material are positioned in a biased location substantially in the direction of power transfer from prime mover to wheel in said slots of said primary driven gear, being fixed in position with suitable fixing means (such as rivets) which connect cover plate, dampening material and housing. By substantially in biased direction is meant, for example, 90% towards
20 power transfer direction from prime mover to wheel.

Advantageously, remaining slots of the primary driven gear are provided with pre-compressed springs and the cover plate is provided with a plurality of pairs of arms which are positioned in said slots at both ends of each pre-compressed spring. The torque transmitted by the primary driven gear is transmitted to the housing and
25 then to the one way clutch flange through the sprags. Subsequently, the flange transmits the torque to the input shaft.

The dampening mechanism, as above described, provides dampening when torque from the primary driven gear is transmitted to said cover plate and housing, the torque or thrust being firstly absorbed or dampened by the plurality of pre-compressed
30 springs and then by the dampening material. For example, dampening may be greater than about 12 degrees of rotation (or deflection angle) of the primary driven gear. The dampening through dampening material and springs acting in combination provides sufficient time to lock all sprags for transmission of torque, causing less wear and tear and improving the life of the one way clutch. The Applicant has tested

the one way clutch for accelerated durability cycles, reflecting likely operating conditions, without damage or abnormal wear being observed.

The automated manual transmission system may be used with vehicles using either electric motor or internal combustion engine as prime mover. One of the self-actuating clutch i.e. centrifugal clutch is not required where the prime mover is an electric motor with zero speed torque capability, notably at idle. Where an electric motor is the prime mover, the transmission system, and typically an input shaft thereof, may be directly linked to the electric motor drive shaft.

Advantageously, the prime mover drive shaft, drive gear, driven gear, input shaft and output shaft are arranged with axes parallel. In case where the prime mover is IC engine, the engine and transmission elements are accommodated in a single engine casing. This increases in the size of the transmission system in comparison with the transmission system described here.

The gear shifting mechanism is conveniently a drum shifter mechanism of type often used for motorcycles. However, a drum shifter transmission could be used for three and four wheeler vehicles as well as two wheeler vehicles. The drum shifter has cam grooves formed in an outer peripheral surface and shift forks mounted on a shaft for sliding movement in the groove, to this end the ends of the shift forks being received in the cam grooves.

When operating the automated manual transmission, operation of the gear shift is controlled by the transmission control unit, not the vehicle operator, to rotate or index the drum shifter to shift gear. The transmission control unit actuates an actuation device, conveniently in the form of an electric shifting motor, to rotate the drum shift. In such manner, the rotation of a prime mover drive shaft is transmitted to the output shaft at a selected gear or transmission ratio. As many gears or transmission ratios may be provided, as desired, without compromising the objective of providing a compact transmission system. Therefore, three, four or five or more gears (including reverse gear if desired) may be employed. The drum shifter may be operated by the shifting motor under control of the transmission control unit in such a way that the gears are selected in a rising or descending sequence with respect to a predefined control strategy.

Advantageously, the gear shift mechanism also has its components including drum shift, electric motor to drive the drum shifter and corresponding gears arranged with axes parallel. In case where the prime mover is IC engine, the engine and transmission elements are accommodated in a single engine casing. This avoids

17

increases in the size of the transmission system in comparison with the transmission system described here.

In addition, the electric motor to drive the drum shifter is conveniently located, and can be accommodated, on the engine crankcase proximate to the starter motor.

5 An alternative mounting location on the crankcase would likely require an increased crankcase size, making the overall engine and transmission system less compact.

The automated manual transmission system may be used in combination with any vehicle prime mover such as an internal combustion engine or electric motor. The engine may be fuel injected or carbureted. In a preferred embodiment, the engine
10 may be a gas fuelled engine using a fuel such as CNG or LPG. In such case, the fuel metering device is a mixer which operates on similar principle to a carburetor. Other above described constructional details of the invention would be the same. It will be understood that the engine could also be dual fuelled.

The cylinder head of a spark ignited internal combustion engine includes
15 ignition means, preferably a plurality of ignition means, in the form of spark plugs. Use of dual spark plugs, in accordance with the applicant's DTSi technology, provides particular benefits of fuel economy and lowered hydrocarbon and CO emissions during engine operation, particularly for an engine operated in a lean burn combustion mode. Ignition timing may also be controlled by an engine control unit to
20 reduce jerkiness during a gear shift.

The transmission system is advantageously used with vehicle prime movers for two, three or four wheeler vehicles or powered vehicles of any description, preferably having engine capacity up to 500 cc. The gross vehicle weight (GVW) of such vehicles would be relatively low, allowing vehicle braking with vehicle wheel
25 brakes and without requirement for engine braking.

Although the terms "transmission control unit" and "prime mover control unit" or "engine control unit" are used in this specification, the control units need not be separate. The transmission control unit could form part of the prime mover control unit or engine control unit.

30 A preferred embodiment of the automated manual transmission system of the present invention will now be described with reference to the drawings with description of numerals as detailed below :

- 3 Drive Shaft of Shifting Motor
- 10 Automated Manual Transmission System
- 35 11 Primary Driving Gear

14

	13	Primary Driven Gear
	14a	Engine Crankshaft (Prime mover shaft)
	15	Self-Actuating One Way Clutch
	15a	Housing
5	15c	Coil Spring Dampers
	15d	Rubber Damping Elements
	16	Input Shaft
	16a,b,c,d,e	Driving Gears
	17	Starter Motor
10	18	Output Shaft
	18a, b	Driven Gears
	20	Drum Shifter
	20a	Drum Shifter Axis
	21	Electric Motors
15	22	Primary Drive Gear
	23	Starwheel Gear
	24	Drive Shaft of Electric Motor 21 (Prime mover shaft)
	30	Electric Servo Shifting Motor
	32	Cam Drive Gear (in Shifting Motor's Intermediate Shaft 35)
20	35	Intermediate Shaft of Shifting Motor 30
	37	Gear of Shifting Motor's Drive Shaft 3
	41	Cam Drive Teeth on Cam Drive Gear 32
	43	Cam Driven Teeth
	44	Cup or spring Cap
25	45	Clash Relieving Device
	46	Spring
	51	Crankcase
	52	Inside Cover
	110	Engine
30	140	Centrifugal Clutch
	153	Sprag of one way clutch
	159,160	Dog Clutch or Lugs of Gear 18
	166,167	Complementary Lug/Kidney Slots for All Gears
	161	Open Kidney Slot of Gear 18
35	162	Blind Kidney Slot of Gear 18

	170	Input Shaft Axis
	180	Output Shaft Axis
	210	Damping Mechanism
	216	Jet
5	217	Shoes
	218	Grooves
	220a,b,c,d,e,f	Slots in Primary Driven Gear 13
	222a,b,c	Lugs in Housing 15a
	223	One Way Clutch Flange
10	225	Cover Plate
	225a	Arms of Cover Plate
	226	Riveting

Fig. 1 is an end schematic view of the automated manual transmission system of the preferred embodiment in which an internal combustion engine is prime mover;

15 Fig. 1a is an end schematic view of the automated manual transmission of another preferred embodiment in which an electric motor is prime mover;

Fig. 2 is a side section view of the automated manual transmission system of the preferred embodiment and taken along section line A-A of Fig. 1;

20 Fig. 2a is a side section view of the automated manual transmission system of Fig. 1a and taken along section line A-A of Fig. 1a;

Fig. 3 is an end view of the one way clutch as shown in detail in Fig. 4;

Fig. 4 is a side section view of the one way clutch as shown in detail in Fig. 3;

Fig. 5 is a set of schematic illustrations showing how the gears of the automated manual transmission system as shown in Figs. 1, 1a, 2 and 2a engage;

25 Fig. 6a and 6b are detail views showing how gears on input and output shafts of the automated manual transmission system are brought into engagement;

Fig. 7 is a schematic view of a gear shift mechanism for the automated manual transmission system as shown in Figs. 1 and 2 and taken along section line B-B of Fig. 1;

30 Fig. 8 is an end view of the one way clutch and primary driven gear showing location and design of the damping arrangement for the one way clutch;

Fig 9c is a sectional view of the one way clutch in a direction perpendicular to Fig. 8;

Figs. 9a and 9b are three dimensional representations of Fig. 9c

Fig. 10 is a graphical representation of the torsional damping characteristics of a one way clutch used in preferred embodiments of the automated manual transmission system of the invention;

Fig. 11a is a detailed front view of a shoe of the centrifugal clutch used in the automated transmission system of Figs. 1 and 2 to 5;

Fig. 11b is a 3 dimensional representation of the centrifugal clutch shoe of Fig. 11a

Fig. 12a is a side section view of the centrifugal clutch used in the automated transmission system of Figs. 1 and 2 to 5;

Fig. 12b is a 3 dimensional representation of the centrifugal clutch of Fig. 12a;

Fig. 13 is a graphical representation of torque characteristics of the centrifugal clutch of the preferred embodiment of automated transmission system of the invention.

Figs. 14a to 14d show views of the various key operating phases of the clash relieving (torque limiting) device in a preferred embodiment of the automated transmission system of the present invention;

Fig. 15 is a graphical representation of gear shifting drum vs time showing the operation of the clash relieving device when used in an automated transmission system of a preferred embodiment of the invention;

Fig. 16a provides section views of an engine having a conventional 5 speed manual transmission with 5 speed gear ratios;

Fig. 16b is an engine having the same capacity as that of Fig. 16a and using a 5 speed gear ratio automated transmission system of a preferred embodiment of the invention;

Referring to Figs. 1 and 2, there is shown an automated manual transmission system 10 to be used as part of a power train including a prime mover in the form of an internal combustion engine for a motorcycle (not shown). The engine 110 is a single cylinder four stroke engine and is of small capacity. The engine 110 may be operated in lean burn combustion mode, for fuel economy and effective emission performance. It is to be understood that the invention is not limited to prime movers in form of internal combustion engines. Electric motors, for example, may also be used as prime movers in accordance with the invention and as shown in Figs. 1a and 2a.

The automated manual transmission system 10, as apparent from Figs. 1 and 2, has a number of components working in combination. The transmission system 10 is

linked to the engine crankshaft 14a, enclosed within crankcase 51, which has left and right hand side sections. Here engine crankshaft 14a is the prime mover drive shaft, the rotation of which provides motive force to driving wheel (here the rear wheel) of a motorcycle when "in gear". On the right hand section of crankshaft 14a is connected
5 a primary driving gear 11 and a centrifugal clutch 140 forming part of a self-actuating clutch system for the motorcycle.

The primary driving gear 11 is intended to mesh with a primary driven gear 13 mounted on input shaft 16 of the transmission when the engine 110 reaches a cranking speed. Centrifugal clutch 140 operates to transmit torque from crankshaft 14a to the
10 primary driving and driven gears 11 and 13 when the threshold engagement speed of the centrifugal clutch 140 is reached. In this state, centrifugal clutch 140 is engaged assisting initial take off of the vehicle from at least idle speed. Centrifugal clutch 140 also allows idling without engagement of input and output shafts 16 and 18 of transmission system 10. After initial engagement, centrifugal clutch 140 is thereafter
15 intended to remain engaged at all times whilst the engine is operating.

Use of centrifugal clutch 140 assists in making automated manual transmission system 10 more compact. Centrifugal clutches normally have less width or dimension in axial direction than other clutch mechanisms as the engaging element acts in radial direction. Centrifugal clutch 140 is of wet type in which oil is supplied
20 continuously to the clutch shoes. An oil jet 216 is positioned to direct oil to the clutch 140 and clutch shoes (as shown in Figs, 12a and 12b). The jet 216 size is optimized to direct the correct quantity of lubricating oil to the clutch 140 and clutch shoes 217. Further clutch shoes 217 are provided with grooves 218 facilitating oil spreading over the entire width/surface that is the frictional area, of the clutch shoes 217 as illustrated
25 in Fig. 11b. The lubrication grooves 218 extend in the direction of rotation of the clutch 140 as well as perpendicular to the direction of rotation of shoes 217. These features improve heat dissipation, reducing the wear of the frictional material, thereby improving the life of clutch 140 as shown in Figs. 11 and 12. Fig. 13 provides a graphical representation of improvement achieved in torque transmission
30 characteristics for centrifugal clutch 140 during an accelerated durability test (clutch burnt test). It can be observed that improvement could be achieved from 1.8x to 1.3x; meaning that a clutch without oil jet 216 and lubrication grooves 218 provided on the clutch shoes 217 would suffer 80% deterioration of engagement (due to wear), this being controlled to 30% deterioration when oil jet 216 and lubrication grooves 218
35 were provided.

Input shaft 16 bears five gears 16a-16e in addition to primary driven gear 13. Output shaft 18, of transmission system 10, also bears five gears 18a-18e each of which is meshable in constant or clash mesh, when engaged, with, a correspondent gear 16a-16e of the input shaft 16. The transmission system 10 does not incorporate synchromesh devices in order to maintain transmission system 10 simplicity and to reduce bulk and cost. The transmission system 10 therefore allows for five transmission ratios or gears for the motorcycle engine 110. Five transmission ratios is not a limiting number of transmission ratios. Three or four transmission ratios could also readily be accommodated. Gear shift is achieved using a drum shifter as is common in motorcycle transmissions.

A reverse gear arrangement may readily be employed if required, that is, in the case of three and four wheeler low GVW vehicles.

Drive is not provided to a driving wheel of the motorcycle unless torque is provided from the engine crankshaft 14a to input and output shafts 16 and 18, that is all shafts are linked. Such linking involves self-actuating one way clutch 15 forming a further clutch of the self-actuating clutch system. One way clutch 15 is so-called because it only transmits power in one direction, from the engine crankshaft 14a to the input shaft 16. That is, one way clutch 15 engages the driven gear 13 of input shaft 16 with the driving gear 11 on the engine crankshaft 14a when engine speed (speed of engine crankshaft 14a) is greater than vehicle speed, i.e. wheel speed without human or automatic control being required to control engagement. When torque is transmitted in such manner to input shaft 16, torque is also transmitted, at a selected transmission ratio, to output shaft 18 and the drive wheel. When wheel speed exceeds engine speed, one way clutch 15 simply de-links or disengages the driven gear 13 of input shaft 16 from the engine without human or automatic control being required to control disengagement. Linking and de-linking, engagement and disengagement, occurs automatically dependent on relation between vehicle and engine speeds.

Use of a one-way clutch 15 which is of radial engagement cam or sprag 153 type also assists achievement of a more compact transmission system 10. In prior systems, an input shaft of a transmission system is typically mounted with many components such as a plate clutch.

A conventional plate clutch has significant width and sets a constraint on input shaft length which must be sufficient to bear the clutch. For example, for a 150 cc engine with a 5 speed AMT transmission system, additional packaging space of 33 mm along the axis of the input shaft would be required for accommodating a

conventional plate clutch and its actuating mechanism and controls. These factors would increase the size of the transmission system as well as its weight by approximately 250 grams.

Use of one way clutch 15 reduces the constraint on input shaft 16 length reducing it in comparison with conventional automated manual transmission systems. Selection of a one way clutch of axial engagement type is possible but it would not achieve reduction in input shaft length.

The engagement and disengagement of one way clutch 15 tends to cause shocks and vibration at high frequency as one way clutch 15 is used in the drive-train to directly drive (& connect/disconnect) the wheel through engine, lead to high torque fluctuations. Such shocks and vibration, if not compensated for, can cause rapid wear of the one way clutch 15 thus reducing the life of one way clutch 15. To reduce this problem substantially, assembly of the one way clutch 15 and primary driven gear 13, is provided with a dampening mechanism 210 with plural damping rates as shown in Figs. 3, 4, 8, 9a and 9b. The dampening mechanism 210 is of biased type being comprised of three pre-compressed coil spring dampers 15c and three rubber damping elements 15d of damping material, such as rubber. While transferring the torque, initial partial dampening is provided by the coil springs 15c and subsequently after a fixed deflection angle, further partial damping is provided by rubber damping elements 15d. The number of coils and number of dampers is not limited to three, it could be more or less.

The detailed construction of the one way clutch dampening mechanism is now described.

The primary driven gear 13 is provided with a plurality, 6, of slots 220a, 220b, 220c, 220d, 220e, 220f. The primary driven gear is connected to a housing 15a provided with 3 lugs 222a, 222b and 222c. The housing 15a is freely rotatable on the input shaft 16. The said housing is rotatably connected to a one way clutch flange 223 (itself rigidly fixed, optionally through splines, to the input shaft) through the plurality of one way clutch sprags 153. The housing 15a forms the inner race of the one way clutches sprags 153 and is free to rotate on the flange 223 of the one way clutch 15. The clutch sprags 153 are shaped specially and precisely placed between the said flange 223 and housing 15a in manner to allow motion/torque transfer from housing 15a to flange 223 but not to transfer torque from flange 223 to housing 15a. This is achieved by locking or slipping of the one way clutch sprags 153.

Each of lugs 222a, 222b and 222c of housing 15a are fitted with rubber dampening elements 15d which along with the lugs 222a-c are engageable with three of the slots 220a, 220b and 220c of primary driven gear 13. The primary driven gear 13 is covered by cover plate 225 from the opposite side of housing 15a. The lugs and dampening material are positioned in a biased location towards direction of rotation (or drive side biased) in the said slots of primary driven gear and are fixed with use of suitable hardware arrangements such as riveting 226. The biasing is substantially towards the direction of rotation (say for example 90% towards direction of rotation). The riveting arrangement rivets the cover plate 225 and the dampening elements 15d with housing 15a.

Further, remaining slots 220d, 220e, and 220f of primary driven gear 13 are provided with coil spring dampers 15c. The cover plate 225 is provided with three arms 225a arranged in pairs. The arms 225a are positioned in the said slots 220d, 220e, 220f at both the ends of spring dampers 15c.

Torque is transmitted by primary driven gear 13 to housing 15a and then on to one way clutch flange 223 through the clutch sprags 153. Subsequently, the flange 223 transmits the torque to input shaft 16.

The above described dampening mechanism 210 provides dampening i.e. when torque from primary driven gear is transmitted to said cover plate 225 and housing 15a. Torque or thrust is firstly partially absorbed or dampened by the plurality of spring elements (15c) and then also by the rubber dampening material elements (15d). This in totality provides dampening for more than 12 degrees of rotation (or deflection angle) of primary driven gear. The combination of dampening by pre-compressed coil springs 15c and rubber damping elements 15d provides sufficient time to lock the sprags 153 for transmission of torque causing less wear and tear thereby improving the life of the one way clutch 15.

The dampening mechanism 210 provides high deflection angles (or rotation of degrees), during a durability test, as illustrated in the graph represented in Fig. 10. The graph shows comparison of rotation of degrees of one way clutch 15 for the above described dampening mechanism 210 and with other dampening arrangements. The graph confirms that use of such dampening arrangement allows one way clutch sufficient time to lock all the sprags 153, thus causing significantly less wear and tear thereby improving life of one way clutch 15. No damage or abnormal wear to the one way clutch 15 was observed during the test.

25

As an additional benefit, the dampening mechanism also ensures smooth reinstatement of power after gear shifting.

Transmission system 10 includes further design features to achieve compactness. In particular, engine crankshaft 14a, primary drive gear 11, primary driven gear 13, input shaft 16 and output shaft 18 are arranged, in a single engine casing, with axes parallel as shown in Fig. 1: see crankshaft axis 14a (which is axis for primary drive gear 11), input shaft axis 170 (which is also axis for driven gear 13) and output shaft axis 180. This avoids need for worm gears and rack and pinion arrangements which would lead to increases in the size of the transmission system in comparison with the transmission system 10 described here. The axes of the transmission system components are also parallel to the axes of components in the gear shifting mechanism described below.

Using the automated manual transmission system 10, as here described, involves a gear shifting process that does not require direct motorcycle rider involvement, for example through the rider's operation of a gear shifting mechanism. That is, operation of transmission system 10 is under control of a transmission control unit (TCU) which has inputs such as engine speed, vehicle speed and throttle position. Based on these signals, the TCU decides gear upshift or downshift in accordance with an optimized vehicle operating strategy. During gear shifting the TCU sends a signal to the engine control unit (ECU) requesting that the speed of the engine be retarded during the gear shift.

The gear shifting mechanism of transmission system 10 includes a drum shifter 20 which comprises a rotatable drum having curved cam grooves formed in an outer peripheral surface and shift forks mounted on a shift for sliding movement in the cam grooves. When the drum shifter 20 is rotated, the forks move to select correspondent gears on the input and output shafts 16 and 18 for engagement. In a manual transmission system, the motorcycle rider would cause rotation of the drum shifter 20, through manual operation of a gear shift device and a clutch. With transmission system 10, apart from there being no facility for the rider to operate a clutch (the clutches are self-actuating), no such gear shift device is provided, rather the drum shifter 20 is rotated by operation of an electric servo shifting motor 30 driving a shaft to rotate, or indexing, through a gear 32 mounted on an intermediate shaft 35, a starwheel gear 23 integral with drum shifter 20 to select particular gears for engagement when required by the transmission control unit (TCU). As described above, transmission system 10 requires clash meshing of gears on input shaft 16 and

output shaft 18 to engage selected gear ratio. The engagement process of selected gears requires that the lug provided for the purpose on the wall of an input gear should engage with a corresponding kidney (slot) provided on the wall of the corresponding output gear. For this reason, the clash mesh type gear transmission has comparatively less probability of gear engagement, normally creating the risk of mechanical locking where two corresponding components(i.e. lug and kidney) of the selected gears (one fixed, and one freewheeling) clash with each other and fail to engage due to insufficient relative speed between them. The transmission system 10 includes a feature to compensate for this risk, namely a clash relieving device 45 located between the shifting motor 30 and the drum shifter 20 as illustrated in figure 7. The clash relieving device (which may be called a torque limiting device) 45 does not form part of the drive train of the transmission system 10, however, being positioned within transmission casing or crank case (51. That is, it is not located in a pathway for motive force between crankshaft 14a and output shaft 18 which is used for driving the motorcycle.

Shifting motor 30 has a drive shaft 3 which may have portion formed as a gear 37. Gear 37 could be arranged to mesh directly with starwheel gear 23 but this is not preferred since if gears clash and torque exceeds the stall torque of shifting motor 30, the transmission system 10 would fail in that an attempt to shift gear would be unsuccessful. Therefore, the gear shift mechanism includes a clash relieving device 45 comprising an intermediate shaft 35, cam drive gear 32 provided with drive cams; said drive cams has a number of cam teeth which mesh with similar cam teeth on the cam driven 43 which is slidably fixed or coupled to the intermediate shaft 35. A spring 46 is provided at the rear end of cam driven 43 to force teeth of cam driven 43 and teeth of cam drive 41 into engagement. Spring 46 is fixed to the cup 44 at the other end. Thus drive from shifting motor 30 must be transmitted to drum shifter 20 through the intermediate shaft 35 and a cam drive 41 and cam driven 43. Cam drive gear 32 meshes (continuously) with shifting motor drive shaft gear portion 37 but is free to rotate on intermediate shaft 35. The preload of spring 46, which may be adjusted by means included within spring cap 44, determines a torque value at which clash relieving device 45 is actuated. The spring load at maximum deflection also determines the torque value at which teeth of cam drive 41 and cam driven 43 respectively slip from one tooth to another.

Whenever clash of corresponding gears on input shaft 16 and output shaft 18 occurs, the load on shifting motor 30 increases and the clash relieving device 45 is actuated once a predetermined torque value (as set by spring 46 preload) is exceeded.

To overcome this clash, the clash relieving device 45 is used in 2 ways: 1 . it holds the lugs in position to get the specific kidney angle for engagement. 2 . If desired engagement does not happen, then clash relieving device 45 momentarily and completely disconnects the torque transmission of shifter motor 30 to drum shifter 20 due to disengagement of cam drive and cam driven 32 and 43 against spring force. This spring force pushes the cam driven 43 to engage with cam drive 32. This phenomenon generates a reverse rotation of drum shifter 20. This results into momentary but complete disconnection of lug and kidney surfaces. This disconnection facilitates the relative difference of RPM between lug and kidney helping to overcome the no-go clash condition, thereby engaging a lug into a correspondent kidney slots.

For example, this predetermined torque value could be 1 Nm drum torque). Actuation of clash relieving device 45 actively controls the force being applied at the clashed lug and kidney surface (for example, the gears 18a, 18b and 16c, 16d of Figs. 6a and 6b could be considered from this perspective), thus preventing synchronization of speed and failure of gears to engage (and stalling of shifting motor 30).

Figure 14 illustrates the function of clash relieving device 45 in detail .The function of device 45 is shown through four operating phases i.e. A, B, C, D.

Phase A: This is the normal condition i.e. shifting without clash, during this time the shifting torque is below the predetermined limit.

Phase B: When Clash happens, the shifting motor 30 gets overloaded and the torque exceeds the predetermined value, the cam drive and driven teeth 32 and 43 starts to slip and limits the shift torque, thus preventing the synchronization of lug & kidney RPM while protecting the motor as well.

If the clash is cleared within the available travel of slippage, the damper is restored back to its original condition (A).

Phase C: If clash isn't cleared in the available travel of slippage as stated in Phase B, the cam drive and driven teeth 32 and 43 slip further and slip out of engagement completely. During this condition, the shifting torque on the drum (subsequently the lugs) drops to zero, this allows the lug and kidney to freely rotate relative to each other and get out of the no-go/clash condition.

28

Phase D: Subsequent to phase C, due to the force of spring 46, the cam drive and driven teeth 32 and 43 then moves into the next teeth. During this phase, the drum shifter 20 rotates backwards by certain number of degrees due to spring and damper angle, after which it is again rotated forward by the shifting motor 30, this action
 5 being similar to a human rider taking his foot off and trying to shift again in clash condition.

Figure 15 shows a graphical presentation of real time image/record of torque dampening system in action. In this particular case, spring 46 is limited to a maximum travel of 3.33mm and a maximum drum torque value of 1.3 Nm (which may be set by
 10 trial and error in the design/engineering phase for a particular transmission system and motorcycle). Above this drum torque value, cam drive gear 32 and cam driven 43 would slip from one tooth to another. However, this is sufficient to avoid the problem of failed gear engagement. Either the clash is cleared within the available 3.33 mm travel of the spring 46 or slip occurs and the torque limiting device starts to act once
 15 again. Torque on the drum shifter 20 is not allowed to exceed the predetermined torque value. At the same time, relative speed between corresponding gears (for example 18a, 18b; 16a, 16c of Figs. 6a and 6b maximises the probability that lugs 159 and 160 engage kidney slots 161 and 162 respectively with the consequence of successful gear engagement.

20 The application of said clutch relieving device employed advantageously in present invention and has resulted in significant improvement in gear shifting, however this device can be employed in any gear shifting mechanisms having electric motor drive to actuate a drum shifter.

Shifting motor 30 is accommodated on crankcase 51 and inside cover 52
 25 proximate to the starter motor 17. An alternative mounting location for shifting motor 30 would likely increase crankcase 51 bulk and this is contrary to objects of the invention.

A further effort to increase the probability of engagement of lug and kidney during gear shifting in the clash mesh gearbox of transmission system 10 is illustrated
 30 in Figs. 5 and 6 This embodiment shows use of complementary lug/kidney slot 166, 167 mechanisms for all gears and, in particular, 2x2 lug/kidney slot 166, 167 mechanisms to improve probability of gear engagement for 3rd, 4th and 5th gears. In this regard, it will be understood that in a clash mesh transmission system, such as transmission system 10, gears must be engaged through dog clutch or lug of one gear
 35 engaging with a corresponding slot on a correspondent gear (see gears 18a and 18b of

Fig. 6a where dog clutch 159 is to engage with slot (or open kidney 161), so called because the slot has a kidney shape; and gears 16c and 16d of Fig. 6b where dog clutch 160 is to engage with slot (or blind kidney) 162.

However, transmission system 10 maintains a 3x3 lug/kidney mechanism 166, 167 for 1st and 2nd gear. For 1st and 2nd gear engagement, the kidney slots are of open or through type (see Fig. 6a) and so making these slots in a 2x2 arrangement would result in a weak section which would be critical to strength. However, for the other gears, the kidneys are of blind type (see Fig 6b showing 5th gear) which allows a 2x2 arrangement. The gear design allows optimization of benefit to be gained by use of a 2x2 arrangement while avoiding cost of a gearbox redesign which would be necessary if all gears were to be provided with a 2x2 lug/kidney mechanism design for increasing probability of gear engagement.

Fig. 5 shows probability of successful engagement of gears using the lug/kidney mechanisms 166, 167 and so on as described above. These probabilities, at above 60%, are higher than for conventional clash mesh gearboxes.

Further the usual circumferential clearances between lug and slots could be increased more than 40 degrees. In a conventional transmission system, this clearance value is restricted to avoid impact noise of lug and kidney during sudden motion changes and / or during engagement phases. In the presently described automated manual transmission system 10, the reverse motion through a lug is not transmitted to a corresponding kidney due to employment of one way clutch 15. This improvement in circumferential clearance assists in substantial increase in the probability of lug and slot engagement.

The gear shifting mechanism has a compact layout. Importantly, drum shifter 20, shifting motor 30 and star wheel gear 23 are arranged with axes parallel (see drum shifter axis 20a (which is also axis for star wheel gear 23) and axis of shifting motor 30). This avoids any use of worm gears or rack and pinion arrangements which would lead to a bulky gear shifting mechanism. It will be observed that the described axes of the gear shifting mechanism components are also parallel to the axes of components in the transmission system as described above, i.e. crankshaft axis 14a (which is axis for primary drive gear 11), input shaft axis 170 (which is also axis for driven gear 13) and output shaft axis 180.

When a gear shift phase is initiated, in accordance with a predefined engine operating strategy, the engine 110 needs to be de-linked or disengaged from the transmission system 10. Transmission system 10 facilitates such de-linking through

use of one way clutch 15 as described below. When a gear shift phase is initiated, the TCU implements a strategy to retard engine speed, strategy for such engine speed retardation being under control of the engine control unit (ECU). A preferred strategy is for the ECU to reduce or stop air/fuel mixture delivery to the engine, and/or interrupt spark plug firing, for the duration of the gear shift phase. Air/fuel mixture delivery to the engine is preferably stopped altogether to promote fuel economy and reduced hydrocarbon emissions.

Conveniently, air/fuel mixture delivery to the engine 110 may be reduced or stopped using a restriction element located in the intake system. The apparatus for such air/fuel mixture control is described in the Applicant's co-pending Indian Application No. 3740/CHE/2011 dated 1st November 2011.

In the case of a fuel injected engine, the ECU controls the fuel supply to the engine during the gear shift phase. If a carburetor is employed for fuel delivery, the ECU controls the supply of air/fuel mixture to the engine.

When the air/fuel mixture delivery is stopped by the ECU but with the motorcycle running, engine speed falls rapidly. When the engine speed falls below vehicle or wheel speed, one way clutch 15 disengages the input shaft 16 from the engine crankshaft 14a. This occurs automatically, no actuating mechanism is required. At the same time, the TCU actuates the shifting motor 30 for drum shifter 20 to rotate or index the drum shifter 20 so that the selected gears on input and output shafts 16 and 18 are ready for engagement. When this operation is complete, the ECU recommences air/fuel mixture delivery to the engine 110, likely at a different fuelling level than for the preceding gear. A variety of fuelling strategies could be implemented by the ECU dependent on engine and vehicle operating conditions. At this point, engine speed increases to a level greater than vehicle or wheel speed and one way clutch 15 engages the engine crankshaft 14a with the input shaft 16. Input shaft 16 in turn transmits torque to output shaft 18.

In another embodiment, where the prime mover is an electric motor (see layouts of Figs. 1a and 2a), the torque is transmitted from electric motor 21, through electric motor drive shaft 24 and primary drive gear 22 to primary driven gear 13. This does not necessitate need for a centrifugal clutch. Otherwise, further elements of the automated manual transmission system are as described above for the internal combustion engine.

Referring to Figs. 16 and 16b, there is shown a comparison - with respect to dimensions and weight - between an engine using a conventional manual transmission

having 5 speed gear ratios and an equivalent engine employing an automated transmission system (AMT) having 5 speed gear ratios according to the preferred embodiment of the invention. The Applicant's AMT system restricts increase in weight over the manual transmission system to about 10%. There is a very marginal increase in length (i.e. by 11 mm which is compensated by a reduction in height of 11 mm. There is also a marginal increase in width by 38 mm. Details of dimensions are indicated in Figs. 16a and 16b.

The above data is for a vehicle employing a kick start mechanism. For vehicles not employing a kick start mechanism, the weight increase could be restricted to about 5% with increase in width of 10 mm. No increase in length is required. Accordingly, the automated manual transmission (AMT) system described herein is less expensive and less complex, not requiring any clutch actuating means or complex clutch actuation control strategies. The AMT system is also very compact and less bulky in comparison with alternative AMT systems.

Modifications and variations to the automated manual transmission system disclosed in the present specification may be apparent to the skilled reader of this specification. Such modifications and variations are deemed within the scope of the present invention.

20

25

30

35

Claims:

1. An automated manual transmission system for a vehicle comprising a prime mover engageable with, and disengageable from, a clash mesh type transmission system comprising a plurality of gears; a transmission control unit; and a gear shifting mechanism controlled by the transmission control unit to shift transmission gear during a gear shift phase wherein said transmission system and prime mover are engageable and disengageable by a self-actuating clutch system during said gear shift phase.
2. A transmission system as claimed in claim 1 comprising input and output shafts wherein said prime mover is an internal combustion engine and said self-actuating clutch system comprises a centrifugal clutch and a one way clutch wherein said centrifugal clutch is mounted on prime mover shaft and said one way clutch is mounted on an input shaft of said transmission system to automatically engage and disengage said prime mover shaft from said input and output shafts.
3. A transmission system as claimed in claim 2 wherein prime mover said and said transmission system is accommodated in a single casing.
4. A transmission system as claimed in claim 1 comprising input and output shafts wherein said prime mover is an electric motor and said self-actuating clutch system consists of a one way clutch, said one way clutch being mounted on an input shaft of said transmission system to automatically engage and disengage said prime mover drive shaft from said input and output shafts
5. A transmission system as claimed in claim 2 or 4 wherein actuation of said one-way clutch is dependent on relation between prime mover speed and vehicle wheel speed.
6. A transmission system as claimed in any one of the preceding claims wherein, when the transmission control unit determines requirement for a

gear shift, the prime mover is controlled by the prime mover control unit to reduce speed and torque of its drive shaft during said gear shift phase.

- 5 7. A transmission system as claimed in claim 6 wherein said prime mover is an internal combustion engine and said transmission control unit controls fuel or air fuel mixture delivery to the engine during said gear shift phase.
8. A transmission system as claimed in claim 7 wherein said engine is gas fuelled.
- 10 9. A transmission system as claimed in claim 7 or 8 wherein said engine is fuel injected or carbureted.
- 15 10. A transmission system as claimed in any one of claims 2 or 5 to 9 wherein said prime mover is an internal combustion engine comprising a cylinder head including a plurality of ignition means.
- 20 11. A transmission system as claimed in any one of the preceding claims wherein said one way clutch includes a dampening mechanism to damp shock, said dampening mechanism comprising a biased damping means with a plurality of damping rates.
- 25 12. A transmission system as claimed in claim 2 to 11 wherein said dampening mechanism comprises an input shaft comprising a primary driven gear provided with a plurality of slots and freely rotatable on said input shaft, said primary driven gear being connected to a housing provided with plurality of lugs each engageable with said slots of said primary driven gear; said housing being rotatably connected to a flange of said one way clutch through plurality of one way clutch sprags; being
30 placed between said flange and said housing in manner to allow rotation of said housing in one direction; wherein said lugs are fitted with a dampening material; said lugs and dampening material being positioned in a biased location substantially towards a direction of power transmission in said slots of primary driven gear and wherein remaining slots of said
35 plurality of slots of said primary driven gear are provided with a pre

34

compressed springs; the said dampening material and pre-compressed coil springs acting in combination to cause less wear on said one way clutch.

- 5
13. A transmission system as claimed in claim 12 capable of providing combined dampening for more than 12 degrees of rotation of a primary gear.
- 10
14. A transmission system as claimed in any one of the preceding claims wherein said gear shift mechanism for engaging corresponding input and output gears comprises a gear drum shifter; and a drive shaft for driving the gear drum shifter wherein said drive shaft transmits torque to the gear drum shifter through a clash relieving device operative to prevent reduction in relative speed between engaging elements of corresponding input and output gears during clash conditions in a gear shift phase.
- 15
15. A transmission system as claimed in claim 14 wherein said prime mover is an internal combustion engine having a crankcase and said clash relieving device, positioned within said crankcase, comprises an intermediate shaft located for transmitting torque between said gear drum shifter drive shaft and said gear drum shifter wherein said intermediate shaft is provided with a drive cam mounted freely on said shaft and a cam driven operatively connected to said intermediate shaft and biased into engagement with said drive cam by a spring, said spring having a preload determining a torque value at which said clash relieving device is actuated and above which said cam drive and cam driven disengage.
- 20
- 25
16. A transmission system as claimed in claim 14 or 15 wherein said gear drum shifter drive shaft is driven by an electric motor.
- 30
17. A transmission system as claimed in claim 15 and 16 wherein said clash relieving device is located between the electric shifting motor and the gear drum shifter.
- 35
18. A transmission system as claimed in any one of claims 14 to 17 wherein said drum shifter, electric shifting motor and corresponding gears are arranged with axes parallel.

25

19. A transmission system as claimed in any one of claims 14 to 18 wherein said electric motor to drive the drum shifter is located on said engine crankcase proximate to the starter motor.
- 5 20. A transmission system as claimed in any one of the preceding claims wherein said prime mover includes a drive shaft and driven gear and said transmission system includes an input shaft and an output shaft and wherein said prime mover drive shaft and said input shaft are arranged with axes parallel.
- 10 21. A transmission system as claimed in any one of claims 14 to 20 wherein said engaging elements of said gear shift mechanism comprise two complementary components, a first component comprising lugs as engaging elements; and a second component comprising slots complementary to said lugs such that engagement of said lugs and slots enables torque to be transferred for a selected gear ratio or till the time the engine speed drops below the threshold value of clutch engagement speed wherein circumferential clearance between lug and corresponding slot is more than 40 degrees to improve probability of engagement without compromising shift noise.
- 15 22. A prime mover comprising a transmission system as claimed in any one of the preceding claims.
- 20 23. A prime mover as claimed in claim 22 being an internal combustion engine having cubic capacity less than or equal to 500 CC.
- 25 24. A prime mover as claimed in claim 22 being an electric motor.
- 30 25. A vehicle comprising a prime mover as claimed in any one of claims 22 to 24.
- 35 26. A gear shifting mechanism for an automated manual transmission system having a clash mesh shifting gearbox comprising an input shaft; an output shaft; wherein said gear shift mechanism engages corresponding gears respectively located on said input shaft and said output shaft; and a shifting motor having a drive shaft for driving the gear shift and wherein said drive

shaft further transmits torque to the gear shift through an intermediate shaft bearing a clash relieving device operative when torque delivered by said shifting motor exceeds a predetermined value to prevent reduction in relative speed of engaging elements of said correspondent gears during clash conditions.

5

10

15

20

25

30

35

RESUMEN

Un sistema de transmisión manual automatizada (10) para un vehículo comprende un

5 motor principal (110) acoplable con, y desacoplable de, un sistema de transmisión tipo acoplamiento de choque (10) que comprende una pluralidad de engranajes (16a-16e;18a-18e); una unidad de control de transmisión (TCU); y un mecanismo de cambio de marcha (20;23;30;32;43;45). El mecanismo de cambio de marcha (20;23;30;32;43;45) es controlado por una unidad de control de transmisión (TCU)

10 para el engranaje de la transmisión de cambios (16a-16e;18a-18e) durante una fase de cambios de marcha. El sistema de transmisión (10) y el motor principal (110) son acoplables y desacoplables por un sistema de embrague servo actuante durante dicha fase de cambios de marcha. El sistema de embrague servo actuante (15;140) incluye un embrague unidireccional (15) montado sobre un eje propulsor (16) del sistema de

15 transmisión (10) y un embrague centrífugo (140) montado en el cigüeñal del motor (14a) donde el motor principal es un motor de combustión interna (110). El sistema de embrague servo actuante (140) preferiblemente incluye un embrague unidireccional (15) donde el motor principal es un motor eléctrico.

UN SISTEMA DE TRANSMISION MANUAL AUTOMATIZADA

Esta invención hace referencia a un sistema de transmisión manual automatizada, por ejemplo para vehículos automotores, por ejemplo motocicleta u otro vehículo. El sistema de transmisión manual automatizada puede ser usado en combinación con un motor primario que puede, por ejemplo, tener la forma de un motor de combustión interna o de un motor eléctrico.

Los vehículos de dos ruedas, de tres ruedas y de cuatro ruedas, de pequeña capacidad de motor, son usualmente utilizados para viajar diariamente en ciudades y áreas urbanas. Tales vehículos son un modo de transporte económico debido a la ventaja de la eficiencia del combustible.

Reducir el tamaño y el peso de tal vehículo, y de su motor primario (sea éste un motor de combustión interna o un motor eléctrico), tiene ventajas reales desde la perspectiva de reducir costo patrimonial y mejorar la economía del combustible. La reducción tamaño/peso también puede ser relevante en el desempeño de la emisión. El reto es reducir el tamaño y peso del vehículo, y particularmente su tren transmisor de potencia tanto como sea posible. Un componente esencial pero típicamente voluminoso de un tren transmisor de potencia (esto es, una combinación de motor primario y tren transmisor de potencia) para un vehículo es el sistema de transmisión el cual está sujeto a una operación rigurosa durante los viajes diarios en condiciones de tráfico denso.

El sistema de transmisión transmite fuerza motriz, de una manera controlada, a través de un camino desde el cigüeñal rotatorio hasta el (los) timón(es) del vehículo al cambio de marcha seleccionado, a través de un mecanismo de cambios de velocidad, para las condiciones de operación de la motocicleta. Las transmisiones pueden ser automáticas (las cuales usan convertidores de torque de tipo fluido en vez de un embrague), semi-automáticas, manuales automatizadas o manuales. Las transmisiones automáticas o manuales automatizadas (transmisiones AMT) tienen ventajas para el control del vehículo porque el conductor no tiene que operar frecuentemente el mecanismo de cambios de marcha, una labor potencialmente causante de fatiga. Tales transmisiones automáticas o automatizadas permiten que el vehículo sea operado por una unidad de control electrónico con una estrategia de operación particular, idealmente optimizada sobre la estrategia operativa que usaría un operador competente. En este sentido, las transmisiones automáticas sufren de pérdidas de eficiencia debido al uso del acoplamiento hidráulico. Las transmisiones manuales

automatizadas conocidas, a la vez que mantienen la eficiencia de las transmisiones manuales, requieren componentes complejos y sistemas de control para controlar el acoplamiento/desacoplamiento del embrague y el cambio de marcha. Sería deseable reducir el costo y complejidad de una transmisión manual automatizada.

- 5 Más aun, las transmisiones manuales automatizadas (y, para ese caso, otros sistemas de transmisión) típicamente incluyen cajas de cambios sincronizadas que suavizan los cambios de marcha e incrementan la probabilidad de cambios de marcha hasta el 100% pero con el costo añadido de componentes de sincronización complejos y costosos que requieren mayor espacio que un sistema de transmisión tipo acople de
- 10 choque. Los cálculos de diseño comparativo muestran que la utilización de un sistema sincronizado requeriría un incremento en la distancia central (entre el eje propulsor y el de salida) de por lo menos 20 % y aproximadamente el doble de longitud de los ejes entre los soportes. Po ejemplo, los cálculos hechos para un motor de 150cc que tenga tasas de engranaje de 5 velocidades muestran que la longitud del
- 15 eje entre los soportes requerida en la caja de cambios tipo acople de choque es de 82 mm en tanto que el sistema de cambios sincronizado equivalente con tasas de 5 cambios de velocidad requiere una longitud de eje de 180 mm. Así, el sistema tipo sincronizado consume más peso y espacio.

- Otros componentes típicamente incluidos en los sistemas de transmisión
- 20 manual automatizada son aquellos tales como un embrague manual separado controlado electrónicamente o un mecanismo de control similar. Tales dispositivos consumen espacio y añaden costo y son un reto para el control eficiente de la operación porque la sincronización de la operación del dispositivo de embrague manual con cambios de marcha automatizados es un fenómeno complejo. La
- 25 complejidad en la sincronización también conduce a problemas de sacudidas en los cambios de marcha y enfrentar tales sacudidas continúa siendo una preocupación.

- Donde un sistema de actuación de embrague AMT usa un embrague convencional tipo lámina, un mecanismo de embrague voluminoso, se requiere una estrategia de control compleja para permitir completar satisfactoriamente el cambio de
- 30 marcha, especialmente durante el arranque inicial y durante los cambios de reducción. Durante el arranque inicial, es importante maniobrar correcta y simultáneamente el embrague, el control del acelerador y el mecanismo de cambios de marcha dependiendo de la carga inerte de manera que no se presente atasco o sobre revoluciones del motor. Esta es la única manera en que puede lograrse un arranque
- 35 suave. Este requerimiento necesita un sistema de retroalimentación y control muy

complejo para lograr un arranque suave. Tal reto de control se hace más complejo por los hábitos individuales del conductor cuando utiliza en control del acelerador.

De manera similar, durante los cambios de reducción, después de completar los cambios de marcha, el requerimiento de re-acoplamiento del embrague difiere
5 dependiendo de relaciones de cambio específicos y velocidad del vehículo. Esto requiere una estrategia de control de actuación del embrague precisa y compleja. Los anteriores requerimientos crean una demanda pesada para el sistema de actuación del embrague y hacen que este sistema sea muy complejo y, por ende, muy costoso.

Es un objetivo de la presente invención suministrar un sistema de transmisión
10 manual automatizada para un vehículo que es menos voluminosa, menos compleja y más compacta que los sistemas de transmisión disponibles actualmente.

Es otro objetivo de la presente invención suministrar un sistema de transmisión manual automatizada que es menos costosa.

Es también un objetivo de la presente invención suministrar un sistema de
15 transmisión manual automatizada con una tendencia significativamente menor a problemas de sacudidas y de cambios de marcha.

Con estos objetivos en mente, la presente invención proporciona un sistema de transmisión manual automatizada para un vehículo que comprende un motor primario acoplable con, y desacoplable de, un sistema de transmisión tipo acople de choque
20 que comprende una pluralidad de cambios; una unidad de control de transmisión; y un mecanismo de cambios de marcha controlados por la unidad de control de transmisión para cambiar el engranaje de la transmisión durante una fase de cambios de marcha donde dicho sistema de transmisión y motor primario son acoplables y desacoplables mediante un sistema de embrague de auto actuación durante dicha fase
25 de cambios de marcha.

El presente sistema de transmisión manual automatizada evita que se requiera un mecanismo actuante de embrague, operado por operador o por cualquier mecanismo de control del sistema de transmisión. Esto ahorra espacio y hace que el sistema de transmisión sea más compacto. De esta manera puede reducirse el peso y el
30 costo del motor.

El sistema de embrague servo actuante debe comprender uno o más embragues servo actuantes. Los tipos específicos de embragues servo actuantes y su uso específico en las ubicaciones en el tren motriz o tren transmisor de potencia, o el camino de fuerza motriz desde el motor primario hasta las ruedas del vehículo,
35 proporciona la simplificación del sistema de transmisión consistente con el objeto de

la presente invención. De manera ventajosa, en un sistema de transmisión actual que tenga como motor primario un motor IC, uno de los embragues servo actuantes es un embrague centrífugo montado sobre, conectado a u opcionalmente formado de manera integral con, el cigüeñal del motor. El embrague centrífugo ubicado en el eje del motor primario y acoplable al sistema de transmisión tras obtener una velocidad de umbral (RPM) de un eje de motor principal. Sin embargo otro embrague utilizado en el camino de la fuerza motriz, ventajosamente es un embrague unidireccional localizado para acoplarse automáticamente con un eje conductor del motor principal con ejes de entrada y salida de un sistema de transmisión, cuando se requiere transmisión, mediante el engranaje seleccionado de los cambios correspondientes en cada uno de los ejes de entrada y salida. El uso del sistema de embrague servo actuante anteriormente explicado no requiere utilizar embragues convencionales tipo lámina y sus medios de actuación junto con estrategias complejas asociadas a ellos las cuales están siendo utilizadas en AMT conocidos. Más aún, este sistema de embrague de embragues servo actuantes facilita las operaciones de cambio de marcha como se explica en la especificación más adelante.

El embrague unidireccional siempre está en condición de acoplamiento automático durante la transmisión de torque desde el eje conductor del motor principal hasta el eje propulsor pero es automáticamente desacoplado en los demás momentos. El uso de un embrague de una sola vía contribuye a que el sistema de transmisión sea más compacto. En general, el eje propulsor de un sistema de transmisión es montado con muchos componentes. Un embrague de lámina convencional y sus elementos actuantes tiene un ancho (y peso) significativo y establece una restricción en la longitud del eje propulsor que debe ser suficiente para soportar el embrague. Por ejemplo, para un motor de 150 cc con un sistema de transmisión AMT de 5 velocidades, se requeriría espacio de empaquetado adicional de 33 mm a lo largo del axis del eje propulsor para acomodar un embrague de lámina convencional y su mecanismo actuante y controles. Estos factores incrementarían el tamaño del sistema de transmisión así como su peso en aproximadamente 250 gramos. El uso de un embrague de una sola vía reduce la restricción en la longitud del eje propulsor reduciéndolo en comparación con sistemas de transmisión manual automatizada convencionales.

El embrague centrífugo es operable mediante fuerza centrífuga para acoplar el eje propulsor en la medida en que aumenta la velocidad del motor, sobre el umbral de velocidad, después del arranque a través de la actuación del conductor del

acelerador/estrangulador. El embrague centrífugo proporciona, en consecuencia, torque de arranque y permite que se mantenga una velocidad de motor en neutro sin importar si el eje propulsor o el eje de salida están unidos. En consecuencia, el embrague centrífugo actúa como un dispositivo anti demora del motor. Para tal fin, el

5 embrague centrífugo deberá permanecer acoplado en todo momento mientras las rpm del motor sean iguales o superiores al valor del umbral y el vehículo esté en movimiento al índice de velocidad seleccionado. Esto impide que se requiera un mecanismo de actuación del embrague y una estrategia de control compleja durante el arranque inicial.

10 Durante los cambios de marcha subsecuentes, mientras que el embrague centrífugo permanece en condición de acoplamiento en tanto que la velocidad del motor permanezca sobre el valor del umbral de velocidad y cuando el flujo de torque es reversado desde el eje de salida hacia el eje propulsor (lo cual se obtiene por reducción en el torque del eje conductor del motor principal por la unidad de control

15 de transmisión), el embrague unidireccional se desacopla, facilitando así el cambio de marcha suave del mecanismo de cambios de marcha con respecto a la estrategia de operación predefinida. Durante la reducción de marcha, como no hay conexión entre el eje propulsor y el eje conductor del motor principal (debido al desacoplamiento del embrague unidireccional), no hay impacto en la velocidad del motor y la reducción de

20 la marcha puede ser suave sin necesidad de aparatos y estrategias de control complejas. Esto también ayuda a reducir el ruido de cambio de marcha de sincronización del correspondiente cambio toda vez que no hay arrastre del embrague, siendo la inercia básica de un embrague de una sola vía significativamente menor que la de un embrague de lámina convencional.

25 El uso de un embrague centrífugo como uno de los embragues servo actuantes también contribuye a hacer más compacto el sistema de transmisión. Los embragues centrífugos normalmente tienen menos anchura o dimensión en dirección axial que los mecanismos o sistemas de embrague manual. La capacidad de torque es seleccionada para minimizar el tamaño del embrague centrífugo y reducir los tiempos de

30 deslizamiento. El peso bruto del vehículo está también en un rango donde un embrague centrífugo de baja capacidad puede ser adoptado de manera útil. La posterior ubicación del embrague centrífugo en la disposición general del vehículo se hace de una manera que requiera que se transmita a través de él un mínimo del torque de transmisión. Como el axis de torque mínimo también tiene la velocidad de rotación

35 más alta (rpm) proporcionando la fuerza centrífuga requerida con el mínimo peso,

ambos factores ayudan en gran medida a la reducción del torque, manteniendo el tamaño y la inercia del embrague centrífugo bajos y permitiendo características de acople/arranque rápidas.

Una necesidad de torque bajo también permite que se use un embrague centrífugo húmedo. Si bien los embragues húmedos tienen una capacidad considerablemente menor que un embrague seco comparable (debido al menor coeficiente de fricción), su vida útil es superior debido a una mejor disipación del calor. La vida del embrague puede mejorarse aun más mediante el suministro continuo de un flujo de aceite a través del embrague mediante el suministro de aceites de propulsión, tales aceites de propulsión siendo preferiblemente de un tamaño optimizado y siendo suministrados en ubicaciones optimizadas.

Las zapatas del embrague centrífugo pueden ser suministradas con muescas, idealmente dispuestas en la dirección de rotación del embrague y perpendicular a la dirección de rotación del embrague. Esto mejora la tasa de flujo de aceite a través de las zapatas del embrague centrífugo. Estas características mejoran la disipación del calor, reducen el desgaste del material de fricción, mejorando de esta manera la vida del embrague. Tal desgaste debería ser una preocupación particular en el arranque del conductor a marchas altas (por ejemplo, 3ra, 4ta y 5ta marchas en un sistema de transmisión de 5 velocidades). Esta situación podría darse en un modo de funcionamiento reducido (de emergencia) o en otra situación problemática comparable.

El uso de un sistema de transmisión tipo acople de choque también reduce el peso y costo del motor. En una caja de cambios de acople de choque, típicamente se utilizan embragues de garra para acoplar y desacoplar engranajes. Uno de los engranajes fijos o de rueda libre tiene abrazaderas/proyecciones macho a la vez que un engranaje correspondiente tiene riñones/ranuras hembra. Las abrazaderas y ranuras están destinadas a acoplarse en el acoplamiento de engranajes. Cuando hay un cambio de marcha, las abrazaderas macho deben entrar en las ranuras hembra para bloquear los engranajes fijos y de rueda libre entre sí y así completar la fase de cambio de marcha. Sin embargo, siempre existe la posibilidad no trivial de que la agarradera macho colisione/ se estrelle contra la pared de riñones. En tal escenario, la fase de cambio de marcha no ocurriría y el operador tendría que sobreponerse a la colisión mediante modulación de fuerza (por ejemplo manteniendo el pie en el embrague por un periodo de tiempo) o reintentando la fase de cambio de marcha en caso de un sistema de transmisión operado manualmente.

Tal aproximación no es, intencionalmente, posible con el sistema de transmisión manual automatizada aquí descrito, siendo el cambio de marcha decidido por una estrategia operativa predefinida y la operación de cambio de marcha obtenida por medios actuantes de cambio de marcha tales como un motor de cambios. Un

5 operador humano no puede enfrentar temas de colisión de engranajes de una manera que tenga sentido. Más aun, la naturaleza automatizada del sistema de transmisión significa que el cambio de marchas ocurre en promedio cuatro veces más rápido que en un sistema de transmisión manual. La intervención del operador humano, aún si fuera posible, no sería efectiva. En el caso de choque de engranajes, el motor de

10 cambios reacciona a las condiciones de bloqueo mecánico y aplica un torque más alto (hasta torque de rotor bloqueado) que puede llevar a la sincronización de la velocidad de los engranajes fijos y de rueda libre en el estado de choque (por ejemplo el embrague de garra no se acopla con su ranura correspondiente). En la medida en que el diferencial de velocidad entre los dos engranajes falla, la posibilidad de

15 sobreponerse a la zona de choque se reduce significativamente. Esto conduce a problemas tales como tiempos de cambios de marcha incrementados y, menos comúnmente, sincronización a alta velocidad e imposibilidad de cambiar la marcha.

El Solicitante ha encontrado que es posible superar tales problemas mediante el uso de un dispositivo de alivio de choque, ubicado entre el motor de cambios y el

20 tambor de cambio de marcha. Este dispositivo de alivio de choque controla las magnitudes de torque resultantes del choque de engranajes y evita la sincronización de velocidades de engranajes en choque que de otra manera resultaría en un intento fallido de cambiar la marcha. Se previene la velocidad relativa de los engranajes fijos y de rueda libre de manera que la probabilidad de cambio de marcha se maximiza, tan

25 cerca al 100% como sea posible.

El dispositivo de alivio de choque conforma un aspecto adicional de la invención. En este aspecto de la invención, se suministra un mecanismo de cambio de marcha para un sistema de transmisión manual automatizada que tenga una caja de cambios de acople de choque que comprende un eje propulsor; un eje de salida; un

30 mecanismo de cambios de marcha para acoplar los correspondientes engranajes respectivamente ubicados en tal eje propulsor y en tal eje de salida; y un motor de cambios que tiene un eje conductor para impulsar los cambios de marcha donde tal eje conductor adicionalmente transmite torque a la palanca de cambios a través de un eje intermedio que lleva un dispositivo de alivio de choque operativo cuando el torque

35 suministrado por tal motor de cambios excede un valor predeterminado para controlar

45

la velocidad relativa de los elementos de acoplamiento de tales engranajes correspondientes durante condiciones de choque. El dispositivo de alivio de choque actúa de tal manera que permite un movimiento rotatorio relativo (o movimiento perdido) entre el eje conductor del motor de cambios y el eje intermedio cuando el torque de salida del motor de cambios está por encima de un umbral preestablecido. El dispositivo de alivio de choque proporciona tiempo suficiente para cambiar el engranaje en condición de choque.

Un dispositivo de alivio de choque preferido comprende un eje intermedio localizado para transmitir torque entre dicho eje conductor del engranaje del tambor de cambios y dicho engranaje del tambor de cambios donde tal eje intermedio es suministrado con una leva impulsora montada libremente sobre dicho eje y una leva impulsada operativamente y deslizable conectada a dicho eje intermedio y tendiente a acoplarse con dicha leva impulsora mediante un resorte, dicho resorte teniendo una precarga que determina un valor de torque al cual ese dispositivo de alivio de choque es activado y sobre el cual dicha leva impulsora y leva impulsada se desacoplan.

El problema del choque es solucionado por el dispositivo de alivio de choque de la siguiente manera:

1. El dispositivo de alivio de choque sostiene las abrazaderas para garantizar que el ángulo específico de los riñones requerido para el acoplamiento sea alcanzado.
2. Si el acople deseado no sucede, entonces el dispositivo de alivio de choque desconecta momentánea pero completamente el torque de transmisión del motor de cambios del tambor de cambios debido al desacoplamiento de la leva impulsora y el impulsador de la leva contra la fuerza del resorte.
3. La fuerza del resorte empuja la leva impulsora y el impulsador de la leva para acoplarse con la leva impulsora, causando una rotación inversa del tambor de la palanca de cambios. Esto resulta en una desconexión momentánea de la abrazadera y el riñón, aliviando la condición de no choque y acoplando una abrazadera con la correspondiente ranura de riñón.

De manera conveniente, los elementos de acoplamiento del mecanismo de cambios de marcha comprenden dos componentes complementarios. Un componente comprende abrazaderas como elementos de acople. Las ranuras o riñones complementarios (consistentes en ranuras en forma de riñones) son suministrados en el otro componente. El acoplamiento de estas abrazaderas y riñones permite que el torque sea transferido para una relación de cambio seleccionada o hasta el momento

en que la velocidad del motor caiga por debajo del valor del umbral de la velocidad de acoplamiento del embrague.

Donde ocurre choque, durante el cambio de marcha, la posición de la abrazadera y la de la ranura de riñón no encajan perfectamente y el cambio seleccionado no es acoplado. Tal probabilidad es más alta para el acoplamiento de una relación de cambio más alta (por ejemplo los cambios 4to y 5to) que para el acoplamiento de una relación de cambio más baja (por ejemplo los cambios 1ra y 2da) toda vez que la velocidad relativa entre los cambios más bajos es menor. Para mejorar la probabilidad de acoplamiento de una abrazadera y un riñón a leva 2x2 (por ejemplo dos números de levas y los correspondientes dos números de riñones) y la disposición de los riñones es adecuadamente suministrada. El uso de esta disposición de abrazadera y riñón puede mejorar la probabilidad de cambio de marcha por encima de 70%. Sin embargo, la disposición 2x2 puede no ser requerida para todos los cambios sino más bien ser seleccionada para una particular relación de cambios, esto es una relación de cambios más baja, donde el choque es más probable.

Los espacios libres circunferenciales entre las abrazaderas y las correspondientes ranuras (riñones) pueden ser incrementados a más de 40 grados (véanse los ángulos A y B en la figura 5) en contraste con transmisiones convencionales tipo acople de choque donde el espacio libre circunferencial es restringido para reducir el ruido de impacto abrazadera/riñón durante cambios de dirección de transferencia de potencia súbitos y/o durante fases de acoplamiento. Este no es un caso donde un embrague unidireccional es usado en materializaciones ventajosas de la invención. El espacio libre circunferencial mejora significativamente la probabilidad de acoplamiento de la abrazadera y el riñón.

El acoplamiento y desacoplamiento del embrague servo actuante, por ejemplo el embrague unidireccional arriba descrito, es automático o servo regulado. La actuación del embrague unidireccional dependería de la relación entre la velocidad del motor principal (RPM) y la velocidad de las ruedas del vehículo, siendo la(s) rueda(s) de tracción del vehículo provistas de fuerza motriz, cuando el vehículo está “engranado”, por el eje de salida. Cuando la velocidad en el lado del motor principal del embrague unidireccional es mayor que la velocidad en el lado de la rueda del embrague, el embrague unidireccional automáticamente vincula o acopla el eje conductor del motor principal al eje propulsor el cual a su vez transmite torque del eje propulsor torque al eje de salida a través del tren de engranajes seleccionado. Sin embargo, lo opuesto no es cierto. Cuando la velocidad del lado del motor principal es

menor que la velocidad del lado de las ruedas del vehículo, tal como sucede en una “condición de sobre-aceleración” pero no aquí limitado a esto, el eje propulsor es automáticamente desvinculado o desacoplado del eje conductor. Así el torque inverso de la rotación de la rueda no se transmite al eje conductor o al motor principal.

5 El desacoplamiento o desvinculación de los conductores de entrada y eje permite una oportunidad para que ocurran los cambios de marcha. Cuando la unidad de control de transmisión determina que se requiera un cambio de marcha, el motor principal – sea un motor de combustión interna o un motor eléctrico – es controlado por la unidad de control del motor principal para reducir o detener la velocidad de su
10 eje conductor mediante control del aire combustible y/o la prevención o demora de la puesta en marcha de las bujías (motor de combustión interna) o el apagado de la corriente eléctrica (motor eléctrico). En el caso de un motor de combustión interna, la unidad de control del motor reduce la salida del torque.

La unidad de control de transmisión puede, por ejemplo, reducir o, mejor aun,
15 detener el suministro de aire combustible al motor durante una fase de cambios de marcha (por ejemplo mediante el uso del dispositivo de apagado descrito en la solicitud de patente pendiente 3740/CHE/2011 radicada el 1 de noviembre de 2011, cuyos contenidos son aquí incorporados por referencia. Esto es deseable para llevar a cabo un cambio de marcha suave y promover el ahorro de combustible y evitar
20 emisiones de hidrocarburo causadas por eventos de combustión innecesarias durante una fase de cambios de marcha. Una estrategia alterna sería impedir el encendido de la bujía durante una fase de cambios de marcha. Tal impedimento del encendido de bujías podría ser controlado por la unidad de control del motor. También puede usarse una ulterior adaptación combinando el corte de la mezcla aire/combustible e
25 impidiendo el encendido de la bujía.

Por vía de mayor información de antecedentes, el principio operativo fundamental de los embragues unidireccionales es bien conocido para aquellos técnicos en la materia y esta especificación no pretende ser una cartilla al respecto. Sin embargo, en una de sus formas comunes, la rotación relativa de los elementos
30 internos y externos o rodamientos es impedida en una dirección, permitiendo la transmisión del torque a través del embrague, en tanto que los elementos o rodamientos internos y externos pueden sobre-acelerarse o girar libremente en la dirección opuesta. Los tipos de embragues unidireccionales más comunes son:

- (1) Embrague unidireccional de trinquete
- 35 (2) Embrague unidireccional de rodillo

(3) Embrague unidireccional de leva o patín

Embragues unidireccionales de los tipos (2) o (3) actúan en dirección radial, no en dirección axial. Cuando el rodamiento interior o exterior comienza a rotar en una determinada dirección relativa a otra, los elementos de rodillo son encajados entre una

5 periferia exterior del rodamiento interior y la superficie interna del rodamiento exterior de tal manera que ambos rodamientos son acoplados entre sí para rotar conjuntamente y son capaces de transmitir un torque. En sentido contrario, cuando los rodamientos interiores o exteriores rotan en dirección opuesta a la dirección determinada relativa una a la otra, los elementos de rodillo se desacoplan de la

10 posición de encajamiento de tal manera que los rodamientos interiores y exteriores no transmiten un torque entre ellos. Debe ser entendido que la anterior información es suministrada únicamente por vía de información de antecedentes y que la presente invención no debe ser limitada a ningún tipo particular de embrague unidireccional o a un embrague unidireccional en absoluto aunque lo más conveniente es adoptar tal

15 embrague.

Durante el acoplamiento y desacoplamiento del motor principal y del sistema de transmisión a través del embrague unidireccional, el embrague está sujeto a choque y desgaste puesto que su operación es frecuente. Esto tendería a reducir la vida útil del embrague unidireccional si no es compensado. El encendido y apagado frecuente del

20 embrague unidireccional, utilizado en la transmisión para mover directamente (y acoplar/desacoplar) la rueda a través del motor, conduce a altas fluctuaciones de torque en el embrague. Estas fluctuaciones son altamente perjudiciales para la vida del embrague y requieren un incremento significativo en el tamaño y costo del embrague. De manera ventajosa, el embrague unidireccional comprende un mecanismo de

25 amortiguación para reducir el impacto en el acoplamiento y desacoplamiento del mencionado embrague unidireccional, tal mecanismo de amortiguación preferiblemente incluyendo medios de amortiguación sesgados con una pluralidad de tarados de amortiguación obtenidas mediante el uso de resortes y un material de amortiguación elástico. Convenientemente, una pluralidad de resortes pre-

30 comprimidos suministran amortiguación inicial y un material de amortiguación (tal como caucho o un polímero similar) suministran mayor amortiguación de impacto durante el acoplamiento del embrague unidireccional.

El mecanismo de amortiguación comprende un eje propulsor que comprende un engranaje impulsado primario provisto con una pluralidad de ranuras, tal engranaje

35 impulsado estando conectado a una carcasa provista con una pluralidad de

abrazaderas acoplables con las mencionadas ranuras del engranaje impulsado primario. La carcasa gira libremente sobre el eje propulsor, estando rotativamente conectada a una brida del embrague unidireccional a través de una pluralidad de patines unidireccionales (o medios similares). La brida está rígidamente fijada
5 (opcionalmente mediante estrías) al eje propulsor. Los patines están diseñados y posicionados para ser colocados entre dicha brida de embrague unidireccional y dicha carcasa para permitir la rotación de dicha carcasa en una dirección.

Las abrazaderas están armadas con un material de amortiguación que actúa para reducir el impacto cuando las abrazaderas se acoplan con las ranuras del
10 engranaje impulsado primario en el engranaje del embrague unidireccional. El engranaje impulsado primario está cubierto por una placa de cubierta desde el lado opuesto de la carcasa. Las abrazaderas y el correspondiente material de amortiguación están ubicados en una posición sesgada sustancialmente en la dirección de la transferencia de potencia desde el motor principal a la rueda en tales ranuras de
15 tal engranaje impulsado primario, estando fijadas en posición por medios de fijación apropiados (tales como remaches) que conectan la placa de cubierta, el material de amortiguación y la carcasa. Sustancialmente en dirección sesgada indica, por ejemplo, 90% hacia la dirección de transferencia de potencia desde el motor principal hacia la rueda.

20 De manera ventajosa, las restantes ranuras del engranaje impulsado primario son provistas de resortes pre-comprimidos y la placa de cubierta es provista con una pluralidad de pares de brazos los cuales son posicionados en tales ranuras en ambos extremos de cada resorte pre-comprimido. El torque transmitido por el engranaje impulsado primario es transmitido a la carcasa y después a la brida del embrague
25 unidireccional a través de patines. Subsiguientemente, la brida transmite el torque al eje propulsor.

El mecanismo de amortiguación, como se describe atrás, suministra amortiguación cuando el torque del engranaje impulsado primario es transmitido a la placa de cubierta y a la carcasa, el torque o embate siendo en primer término
30 absorbido o amortiguado por la pluralidad de resortes pre-comprimidos y después por el material de amortiguación. Por ejemplo, la amortiguación será mayor a cerca de 12 grados de rotación (o ángulo de deflexión) del engranaje impulsado primario. La amortiguación a través de material de amortiguación y resortes actuando en combinación proporciona tiempo suficiente para bloquear todos los patines para la
35 transmisión de torque, causando menos desgaste y mejorando la vida del embrague

unidireccional. El Solicitante ha probado el embrague unidireccional para ciclos de durabilidad acelerada, reflejando condiciones de operación probables, sin que se observe daño o desgaste anormal.

El sistema de transmisión manual automatizada puede ser utilizado con
5 vehículos que usen bien motor eléctrico o bien motor de combustión interna como motor principal. Uno de los embragues servo actuante i.e. el embrague centrífugo no es necesario donde el motor principal es un motor eléctrico con capacidad de torque de cero velocidad, notablemente en neutro. Cuando el motor eléctrico es el motor principal, el sistema de transmisión, y típicamente un eje propulsor del mismo, pueden
10 estar directamente acoplados al eje conductor del motor eléctrico.

De manera ventajosa, el eje conductor del motor principal, engranaje impulsor, engranaje impulsado, eje propulsor y eje de salida son dispuestos con axis paralelos. En los casos donde el motor principal es un motor IC, el motor y los elementos de transmisión son acomodados en una única carcasa de motor. Esto incrementa el
15 tamaño del sistema de transmisión en comparación con el sistema de transmisión aquí descrito.

El mecanismo de cambio de marcha es convenientemente un mecanismo de cambiador de tambor del tipo frecuentemente utilizado para motocicletas. Sin embargo, una transmisión de cambiador de tambor podría ser utilizada para vehículos
20 de tres y cuatro ruedas así como para vehículos de dos ruedas. El cambiador de tambor tiene muescas de leva formadas en una superficie periférica externa y horquilla de cambios montada en un eje para movimiento de deslizamiento en la hendidura, para este fin los extremos de la horquilla de cambios siendo recibidos en las muescas de leva.

Cuando se opera la transmisión manual automatizada, la operación de cambios de marcha es controlada por la unidad de control de transmisión, no por el operador del vehículo, para rotar o indexar el cambiador de tambor para el cambio de marcha. La unidad de control de transmisión opera un dispositivo de actuación, convenientemente en la forma de un motor de cambios eléctrico, para rotar el
30 cambiador de tambor. De esa manera, la rotación de un eje conductor del motor principal es transmitida al eje de salida a una relación de cambios o de transmisión seleccionada. Muchas relaciones de cambio o de transmisión pueden ser suministradas, según se desee, sin comprometer el objetivo de suministrar un sistema de transmisión compacto. En consecuencia, tres, cuatro, cinco o más cambios
35 (incluyendo reverso si así se quiere) pueden ser empleados. El tambor cambiador

51

puede ser operado por el motor de cambios bajo el control de la unidad de control de transmisión de tal manera que los cambios son seleccionados en una secuencia de aumento o descenso con respecto a la estrategia de control predefinida.

Ventajosamente, el mecanismo de cambios de marcha también tiene sus
5 componentes incluyendo un cambiador de tambor, un motor eléctrico para impulsar el cambiador de tambor y los correspondientes engranajes dispuestos con los axis paralelos. En los casos en que el motor principal es un motor IC, el motor y los elementos de transmisión son acomodados en una única carcasa de motor. Esto evita aumentos en el tamaño del sistema de transmisión en comparación con el sistema de
10 transmisión aquí descrito.

Adicionalmente, el motor eléctrico para impulsar el cambiador de tambor está convenientemente ubicado, y puede ser acomodado, en el cigüeñal del motor cerca del motor de arranque. Una ubicación de montaje alternativa en el cigüeñal probablemente requeriría un aumento en el tamaño del cigüeñal, haciendo que el
15 motor en general y el sistema de transmisión sean menos compactos.

El sistema de transmisión manual automatizada puede ser usado en combinación con el motor principal de cualquier vehículo tal como un motor de combustión interna o un motor eléctrico. El motor puede ser de inyección de combustible o carburado. En una materialización preferida, el motor puede ser un
20 motor a gas que use un combustible tal como CNG o LPG. En tal caso, el dispositivo de medición del combustible es un mezclador que opera sobre un principio similar a un carburador. Los demás detalles de construcción de la invención arriba descritos serían los mismos. Se entendería que el motor también puede ser de combustible dual.

La culata de un motor de combustión interna encendido mediante chispa
25 incluye medios de encendido, preferiblemente una pluralidad de medios de encendido, en forma de bujías. El uso de bujías duales, de conformidad con la tecnología DTSi del solicitante, proporciona beneficios particulares de ahorro de combustible y emisiones reducidas de hidrocarbano y de CO durante la operación del motor, particularmente para un motor operado en un modo de combustión de mezcla pobre.
30 El tiempo de encendido también puede ser controlado por una unidad de control del motor para reducir sacudidas durante un cambio de marchas.

El sistema de transmisión es ventajosamente utilizado con motores principales de vehículos para vehículos de dos, tres o cuatro ruedas o para vehículos de tracción de cualquier descripción, preferiblemente que tengan una capacidad de motor hasta de
35 500 cc. El peso bruto del vehículo (GVW) de tales vehículos sería relativamente bajo,

52

permitiendo el frenado del vehículo con frenos de rueda de vehículo y sin requerir frenado de motor.

Aunque los términos “unidad de control de transmisión” y “unidad de control del motor principal” o “unidad de control del motor” son utilizados en esta especificación, las unidades de control no tienen que estar separadas. La unidad de control de transmisión podría formar parte de la unidad de control del motor principal o de la unidad de control del motor.

Una materialización preferida del sistema de transmisión manual automatizada de la presente invención será ahora descrita con referencia a los dibujos con descripción de numerales como se detalla a continuación:

- 3 Eje Conductor del Motor de Cambios
- 10 Sistema de Transmisión Manual Automatizada
- 11 Engranaje Impulsor Primario
- 13 Engranaje Impulsado Primario
- 15 14a Cigüeñal del Motor (Eje Principal del Motor)
- 15 Embrague Unidireccional Servo Actuante
- 15a Carcasa
- 15c Amortiguadores de Resortes Helicoidales
- 15d Elementos de Amortiguación de Caucho
- 20 16 Eje Propulsor
- 16a,b,c,d,e Engranajes Impulsores
- 17 Motor de Arranque
- 18 Eje de Salida
- 18a, b Engranajes Impulsados
- 25 20 Cambiador de Tambos
- 20a Axis del Cambiador de Tambor
- 21 Motores Eléctricos
- 22 Engranaje Impulsor Primario
- 23 Engranaje de Rueda de Estrella
- 30 24 Eje Conductor de Motor Eléctrico 21 (Eje principal del motor)
- 30 Motor de cambios Servo Eléctrico
- 32 Engranaje de Leva Impulsora (En Eje Intermedio del Motor de Cambios 35)
- 35 Eje Intermedio del Motor de Cambios 30
- 35 37 Engranaje del Eje Conductor del Motor de Cambios 3

53

	41	Dientes de Leva Impulsora en Engranaje de Leva Impulsora 32
	43	Dientes Impulsores de Leva
	44	Copa de Resorte o Casquillo de Resorte
	45	Dispositivo de Alivio de Choque
5	46	Resorte
	51	Cigüeñal
	52	Carcasa Interior
	110	Motor
	140	Embrague Centrífugo
10	153	Patín de embrague unidireccional
	159,160	Embrague de Garra o Abrazaderas de Engranaje 18
	166,167	Abrazadera/Ranuras de Riñón Complementarias para todos los Engranajes
	161	Ranura de Riñón Abierta de Engranaje 18
15	162	Ranura de Riñón Ciega de Engranaje 18
	170	Axis del Eje Propulsor
	180	Axis del Eje de Salida
	210	Mecanismo de Amortiguación
	216	Jet
20	217	Zapatas
	218	Muestras
	220a,b,c,d,e,f	Ranuras en el Engranaje Impulsado Primario 13
	222a,b,c	Abrazaderas en la Carcasa 15a
	223	Brida del Embrague Unidireccional
25	225	Placa de cubierta
	225a	Brazos de Placa de cubierta
	226	Remaches

Fig. 1 es una vista esquemática del sistema de transmisión manual automatizada de la materialización preferida en donde el motor principal es un motor de combustión interna;

Fig. 1a es una vista esquemática posterior de la transmisión manual automatizada de otra materialización preferida donde el motor principal es un motor eléctrico;

Fig. 2 es una vista lateral de sección del sistema de transmisión manual automatizada de la materialización preferida y tomada a lo largo de la línea de la sección A-A de la Fig. 1;

5 Fig. 2a es una vista lateral de sección del sistema de transmisión manual automatizada de la Fig. 1a y tomada a lo largo de la línea de la sección A-A de la Fig. 1a;

Fig. 3 es una vista posterior del embrague unidireccional como se muestra en detalle en la Fig. 4;

10 Fig. 4 es una vista lateral de sección del embrague unidireccional como se muestra en detalle en la Fig. 3;

Fig. 5 es un conjunto de ilustraciones esquemáticas que muestran como los engranajes del sistema de transmisión manual automatizada como se muestra en las Figs. 1, 1a, 2 y 2a se acoplan;

15 Fig. 6a y 6b son vistas detalladas que muestran como los engranajes en los ejes propulsores y de salida del sistema de transmisión manual automatizada son llevados a acoplarse;

Fig. 7 es una vista esquemática de un mecanismo de cambios de marcha para el sistema de transmisión manual automatizada como se muestra en las Figs. 1 y 2 y tomada a lo largo de la línea de la sección B-B de la Fig. 1;

20 Fig. 8 es una vista posterior del embrague unidireccional y del engranaje impulsado primario mostrando la ubicación y diseño de la disposición amortiguadora para el embrague unidireccional;

Fig. 9c es una vista seccional del embrague unidireccional en una dirección perpendicular a la Fig. 8;

25 Figs. 9a y 9b son tres representaciones tridimensionales de la Fig. 9c

Fig. 10 es una representación gráfica de las características de amortiguación de torsión de un embrague unidireccional usado en las materializaciones preferidas del sistema de transmisión manual automatizada de la invención;

30 Fig. 11a es una vista frontal detallada de una zapata de un embrague centrífugo usado en el sistema de transmisión automatizada de las Figs. 1 y 2 a 5;

Fig. 11b es una representación tridimensional de una zapata de embrague tridimensional de la Fig. 11a

Fig. 12a es una vista lateral de sección del embrague centrífugo usado en el sistema de transmisión automatizada de las Figs. 1 y 2 a 5;

SS

Fig. 12b es una representación tridimensional del embrague centrífugo de la Fig. 12a;

Fig. 13 es la representación gráfica de las características de torque del embrague centrífugo de la materialización preferida del sistema de transmisión automatizada de la invención.

Figs. 14a a 14d muestran vistas de varias fases operativas claves del dispositivo de alivio de choque (limitador de torque) en una materialización preferida del sistema de transmisión automatizada de la presente invención;

Fig. 15 es una representación gráfica de un tambor de cambio de marcha vs tiempo mostrando la operación del dispositivo de alivio de choque cuando se usa en un sistema de transmisión automatizada de una materialización preferida de la invención;

Fig. 16a proporciona vistas de secciones de un motor que tiene una transmisión manual de 5 velocidades convencional con una relación de cambios de 5 velocidades;

Fig. 16b es un motor que tiene la misma capacidad que el de la Fig. 16a y que usa un sistema de transmisión automatizada con relación de cambio de 5 velocidades de una materialización preferida de la invención;

Con referencia a las Figs. 1 y 2, se muestra un sistema de transmisión manual automatizada 10 para ser usada como parte de una transmisión incluyendo un motor principal en la forma de un motor de combustión interna para una motocicleta (que no se muestra). El motor 110 es un motor de cuatro tiempos de cilindro único y tiene una capacidad pequeña. El motor 110 puede ser operado en modo de combustión de mezcla pobre, para ahorro de combustible y desempeño efectivo de emisiones. Debe ser entendido que la invención no está limitada a motores principales en forma de motores de combustión interna. Los motores eléctricos, por ejemplo, también pueden usarse como motores principales de conformidad con la invención y como se muestra en las Figs. 1a y 2a.

El sistema de transmisión manual automatizada 10, como resulta aparente de las Figs. 1 y 2, tiene una serie de componentes trabajando en combinación. El sistema de transmisión 10 está acoplado al cigüeñal del motor 14a, encerrado dentro del cigüeñal 51, el cual tiene secciones laterales izquierda y derecha. Aquí el cigüeñal del motor 14a es el eje conductor del motor principal, cuya rotación proporciona fuerza motriz a la rueda con tracción (en el presente caso la rueda trasera) de una motocicleta cuando está "engranada". En la sección derecha del cigüeñal 14a se encuentra

conectado un engranaje impulsor primario 11 y un embrague centrífugo 140 formando parte de un sistema de embrague servo actuante para la motocicleta.

El engranaje impulsor primario 11 está destinado a engranar con un engranaje impulsado primario 13 montado en el eje propulsor 16 de la transmisión cuando el motor 110 alcanza velocidad de arranque. El embrague centrífugo 140 opera para transmitir torque desde el cigüeñal 14a hasta los engranajes impulsor primario e impulsado 11 y 13 cuando se alcanza el umbral de acople de velocidad del embrague centrífugo 140. En este estado, el embrague centrífugo 140 es acoplado ayudando al arranque inicial del vehículo desde, al menos, neutro. El embrague centrífugo 140 también permite estar en neutro sin acople del eje propulsor y del de salida 16 y 18 del sistema de transmisión 10. Después del acople inicial, el embrague centrífugo 140 está luego destinado a permanecer acoplado en todo momento mientras es motor esté operando.

El uso del embrague centrífugo 140 ayuda a hacer el sistema de transmisión manual automatizada 10 más compacto. Los embragues centrífugos normalmente tienen menos ancho o dimensión en dirección axial que otros mecanismos de embrague toda vez que el elemento de acople actúa en dirección radial. El embrague centrífugo 140 es de tipo húmedo donde el aceite es suministrado continuamente a las zapatas del embrague. Una inyección de aceite 216 es posicionada para dirigir aceite al embrague 140 y a las zapatas del embrague (como se muestra en las Figs. 12a y 12b). El tamaño de la inyección 216 es optimizado para dirigir la cantidad correcta de aceite lubricante al embrague 140 y a las zapatas del embrague 217. Más zapatas de embrague 217 son suministradas con muescas 218 para facilitar la difusión del aceite sobre el ancho/superficie completo que es el área de fricción de las zapatas del embrague 217 como se ilustra en la Fig. 11b. Las muescas de lubricación 218 se extienden en la dirección de rotación del embrague 140 así como en dirección perpendicular a la dirección de rotación de las zapatas 217. Estas características mejoran la disipación del calor, reduciendo el desgaste del material de fricción, de esa manera mejorando la vida del embrague 140 como se muestra en las Figs. 11 y 12. Fig. 13 proporciona una representación gráfica de la mejora obtenida en las características de transmisión del torque para el embrague centrífugo 140 durante una prueba de durabilidad acelerada (prueba de embrague quemado). Puede observarse que la mejora puede ser obtenida desde 1.8x a 1.3x; lo cual significa que un embrague sin inyección de aceite 216 y muescas de lubricación 218 suministradas en las zapatas del embrague 217 sufriría 80% de deterioro de acople (debido al desgaste),

logrando controlar esto a 30% de deterioro cuando se suministra inyección de aceite 216 y muescas de lubricación 218.

El eje propulsor 16 soporta cinco engranajes 16a-16e además del engranaje impulsado primario 13. El eje de salida 18, del sistema de transmisión 10, también soporta cinco engranajes 18a-18e cada uno de los cuales es acoplable en acople constante o de choque, cuando está acoplado, con un engranaje correspondiente 16a-16e del eje propulsor 16. El sistema de transmisión 10 no incorpora dispositivos de sincronización de cambios para mantener la simplicidad del sistema de transmisión 10 y para reducir el volumen y costo. El sistema de transmisión 10 en consecuencia permite cinco relaciones de cambio o engranajes de transmisión para el motor de la motocicleta 110. Cinco relaciones de cambios de transmisión no es un número limitante de relaciones de cambios de transmisión. Tres o cuatro relaciones de cambios de transmisión también podrían ser acomodadas. Los cambios de marcha son obtenidos utilizando un cambiador de tambor como es común en las transmisiones de las motocicletas.

Un ensamblaje de engranaje de reversa puede ser fácilmente utilizado si se requiere, esto es, en el caso de vehículos GVW bajos de tres y cuatro ruedas.

La aceleración no es suministrada a la rueda con tracción de la motocicleta a menos que se suministre torque desde el cigüeñal del motor 14a a los ejes propulsor y de salida 16 y 18, esto es que todos los ejes estén acoplados. Tal acoplamiento implica que el embrague unidireccional servo actuante 15 forme un embrague adicional al sistema de embrague servo actuante. El embrague unidireccional 15 recibe ese nombre porque transmite potencia sólo en una dirección, desde el cigüeñal del motor 14a hacia el eje propulsor 16. Esto es, el embrague unidireccional 15 acopla el engranaje impulsado 13 del eje propulsor 16 con el engranaje impulsor 11 en el cigüeñal del motor 14a cuando la velocidad del motor (velocidad del cigüeñal del motor 14a) es mayor que la velocidad del vehículo, i.e. velocidad de la rueda sin que se requiera control humano o automático para controlar el acople. Cuando el torque es transmitido de esa manera al eje propulsor 16, el torque también es transmitido, a una relación de cambio de transmisión seleccionada, al eje de salida 18 y a la rueda con tracción. Cuando la velocidad de la rueda excede la velocidad del motor, el embrague unidireccional 15 simplemente desvincula o desacopla el engranaje impulsado 13 del eje propulsor 16 del motor sin que se requiera control humano o automático para controlar el desacoplamiento. La vinculación y desvinculación, el

acoplamiento y desacoplamiento, ocurren automáticamente dependiendo de la relación entre la velocidad del vehículo y la del motor.

El uso de un embrague unidireccional 15 que es de tipo leva de acople radial o patín 153 también ayuda a obtener un sistema de transmisión más compacto 10. En anteriores sistemas, un eje propulsor de un sistema de transmisión está típicamente ensamblado con muchos componentes tales como un embrague de disco.

Un embrague de disco convencional tiene un ancho significativo y crea una limitación sobre la longitud del eje propulsor la cual debe ser suficiente para soportar el embrague. Por ejemplo, para un motor de 150 cc con un sistema de transmisión AMT de 5 velocidades, se requeriría espacio adicional de empaquetado de 33 mm a lo largo del axis del eje propulsor para acomodar un embrague de disco convencional y su mecanismo actuante y controles. Estos factores incrementarían el tamaño del sistema de transmisión al igual que su peso en aproximadamente 250 gramos.

El uso de un embrague unidireccional 15 reduce la limitación sobre la longitud del eje propulsor 16 reduciéndolo en comparación con los sistemas de transmisión manual automatizada convencionales. La selección de un embrague unidireccional de tipo acoplamiento axial es posible pero no obtendría una reducción en la longitud del eje propulsor.

El acoplamiento y desacoplamiento del embrague unidireccional 15 tiende a causar choques y vibración a alta frecuencia toda vez que el embrague unidireccional 15 es usado en la transmisión para transmitir directamente (& conectar/desconectar) la rueda a través del motor, lo cual lleva a altas fluctuaciones de torque. Tales choques y vibraciones, si no son compensadas, pueden causar el desgaste rápido del embrague unidireccional 15 reduciendo así la vida del embrague unidireccional 15. Para reducir sustancialmente este problema, el ensamblaje del embrague unidireccional 15 y del engranaje impulsado primario 13, es suministrado con un mecanismo de amortiguación 210 con tarados de amortiguación plurales como se muestra en las Figs. 3, 4, 8, 9a y 9b. El mecanismo de amortiguación 210 es de tipo sesgado estando compuesto de tres amortiguadores de resorte helicoidal pre-comprimidos 15c y tres elementos amortiguadores de caucho 15d de material amortiguador, tal como el caucho. Mientras se transfiere el torque, la amortiguación parcial inicial es suministrada por los resortes helicoidales 15c y subsiguientemente después de un ángulo de deflexión fijado, más amortiguación parcial es suministrada por los elementos amortiguadores de caucho 15d. El número de resortes y el número de amortiguadores no está limitado a tres, puede ser mayor o menor.

La construcción detallada del mecanismo de amortiguación del embrague unidireccional se describe a continuación.

El engranaje impulsado primario 13 es proveído de una pluralidad de, 6, ranuras 220a, 220b, 220c, 220d, 220e, 220f. El engranaje impulsado primario es
5 conectado a una carcasa 15a dotada con 3 abrazaderas 222a, 222b y 222c. La carcasa 15a rota libremente en el eje propulsor 16. La mencionada carcasa es rotatoriamente conectada a una brida del embrague unidireccional 223 (a su vez rígidamente fijado, opcionalmente mediante chavetas, al eje propulsor) a través de una pluralidad de patines del embrague unidireccional 153. La carcasa 15a forma el rodamiento interior
10 de los patines del embrague unidireccional 153 y es libre de rotar sobre la brida 223 del embrague unidireccional 15. Los patines del embrague 153 están especialmente diseñados y colocados de manera precisa entre la mencionada brida 223 y la carcasa 15a de manera que permitan movimiento/transferencia de torque desde la carcasa 15a hasta la brida 223 pero no transferencia de torque desde la brida 223 hasta la carcasa
15 15a. Esto se logra bloqueando o deslizando los patines del embrague unidireccional 153.

Cada una de las abrazaderas 222a, 222b y 222c de la carcasa 15a están ensambladas con elementos amortiguadores de caucho 15d los cuales, junto con las abrazaderas 222a-c, son acoplables con tres de las ranuras 220a, 220b y 220c del
20 engranaje impulsado primario 13. El engranaje impulsado primario 13 está cubierto por una placa de cubierta 225 desde el lado opuesto de la carcasa 15a. Las abrazaderas y el material de amortiguación están posicionados en una ubicación sesgada hacia la dirección de rotación (o sesgados hacia el lado de propulsión) en las mencionadas ranuras del engranaje impulsado primario y están fijadas mediante el uso de
25 elementos de sujeción apropiados tales como remaches 226. El sesgado es sustancialmente hacia la dirección de rotación (digamos por ejemplo 90% hacia la dirección de rotación). La disposición de remaches remacha la placa de cubierta 225 y los elementos de amortiguación 15d con la carcasa 15a.

Más aun, las ranuras restantes 220d, 220e, y 220f del engranaje impulsado
30 primario 13 son provistas de amortiguadores de resorte helicoidal 15c. La placa de cubierta 225 es provista de tres brazos 225a dispuestos en pares. Los brazos 225a son posicionados en las mencionadas ranuras 220d, 220e, 220f en ambos extremos de los amortiguadores de resorte 15c.

El torque es transmitido por el engranaje impulsado primario 13 a la carcasa
35 15a y después a la brida del embrague unidireccional 223 a través de los patines del

embrague 153. Subsiguientemente, la brida 223 transmite el torque al eje propulsor 16.

El mecanismo de amortiguación arriba descrito 210 suministra amortiguación i.e. cuando el torque del engranaje impulsado primario es transmitido a dicha placa de cubierta 225 y a la carcasa 15a. El torque o embate es primero parcialmente absorbido o amortiguado por la pluralidad de elementos de resorte (15c) y después también por los elementos de material amortiguador de caucho (15d). Esto en conjunto proporciona amortiguación para más de 12 grados de rotación (o ángulo de deflexión) del engranaje impulsado primario. La combinación de amortiguación por resortes helicoidales pre-comprimidos 15c y elementos amortiguadores de caucho 15d proporciona suficiente tiempo para bloquear los patines 153 para la transmisión del torque causando menos desgaste y en consecuencia mejorando la vida del embrague unidireccional 15.

El mecanismo de amortiguación 210 suministra altos ángulos de deflexión (o rotación de grados), durante una prueba de durabilidad, como se ilustra en la gráfica representada en la Fig. 10. La gráfica muestra la comparación de rotación de grados del embrague unidireccional 15 para el mecanismo de amortiguación arriba descrito 210 y con otros arreglos de amortiguación. La gráfica confirma que el uso de tal disposición de amortiguación permite al embrague unidireccional suficiente tiempo para bloquear todos los patines 153, causando así un desgaste significativamente menor y, en consecuencia, mejorando la vida del embrague unidireccional 15. No se observó daño o desgaste anormal del embrague unidireccional 15 durante la prueba.

Como un beneficio adicional, el mecanismo de amortiguación también garantiza la restauración suave de potencia después del cambio de marcha.

El sistema de transmisión 10 incluye características de diseño adicionales para lograr ser compacto. En particular, el cigüeñal del motor 14a, el engranaje impulsor primario 11, el engranaje impulsado primario 13, el eje propulsor 16 y el eje de salida 18 están dispuestos en una única carcasa de motor, con axis paralelos como se muestra en la Fig. 1: véase el axis del cigüeñal 14a (que es el axis para el engranaje impulsor primario 11), el axis del eje propulsor 170 (que es también el axis para el engranaje impulsado 13) y el axis del eje de salida 180. Esto evita la necesidad de engranajes de tornillo sinfín y ensamblajes de piñón y cremallera que conducirían a incrementos en el tamaño del sistema de transmisión en comparación con el sistema de transmisión 10 aquí descrito. Los axis de los componentes del sistema de

transmisión también son paralelos a los axis de los componentes en el mecanismo de cambios de marcha descrito más adelante.

Usar el sistema de transmisión manual automatizada 10, como se describe aquí, involucra un proceso de cambio de marcha que no requiere la participación directa del motociclista, por ejemplo a través de la operación del mecanismo de cambio de marcha por el motociclista. Esto es, la operación del sistema de transmisión 10 está bajo el control de una unidad de control de transmisión (TCU) que recibe información tal como la velocidad del motor, la velocidad del vehículo y la posición del estrangulador. Basado en estas señales, el TCU decide hacer los cambios hacia arriba o hacia debajo de conformidad con una estrategia de operación del vehículo optimizada. Durante los cambios de marcha el TCU envía una señal a la unidad de control del motor (ECU) solicitando que la velocidad del motor sea retardada durante el cambio de marcha.

El mecanismo de cambio de marcha del sistema de transmisión 10 incluye un cambiador de tambor 20 que comprende un tambor rotatorio que tiene muescas de leva curvas formadas en su superficie periférica exterior y una horquilla de cambios montada sobre un eje para movimiento deslizante en las muescas de leva. Cuando el cambiador de tambor 20 es rotado, las horquillas se mueven para seleccionar los correspondientes engranajes en los ejes impulsor y de salida 16 and 18 para acoplarse. En un sistema de transmisión manual, el motociclista causaría la rotación del cambiador de tambor 20, a través de la operación manual del dispositivo de cambio de marcha y un embrague. Con el sistema de transmisión 10, aparte de no existir la posibilidad para el motociclista de operar un embrague (los embragues son servo actuantes), no se suministra ningún dispositivo de cambio de marcha, en su lugar el cambiador de tambor 20 es rotado por la operación de un motor servo cambiante 30 llevando a un eje a rotar, o indexando, a través de un engranaje 32 montado sobre un eje intermedio 35, un engranaje de rueda en estrella 23 integral con cambiador de tambor 20 para seleccionar engranajes particulares para acoplarse cuando así lo requiera la unidad de control de transmisión (TCU). Como se describe anteriormente, el sistema de transmisión 10 requiere el acoplamiento por choque de engranajes sobre el eje propulsor 16 y el eje de salida 18 para acoplar la relación de cambio seleccionada. El proceso de acoplamiento de los engranajes seleccionados requiere que la abrazadera suministrada para ese propósito en la pared de un engranaje propulsor se acople con la correspondiente ranura (riñón) suministrada en la pared del ensamblaje de salida correspondiente. Por esta razón, el ensamblaje de transmisión

tipo acople de choque tiene comparativamente menores probabilidades de acople de engranajes, normalmente creando el riesgo de bloqueo mecánico cuando dos componentes correspondientes (i.e. abrazadera y riñón) de los engranajes seleccionados (uno fijo y otro rotando libremente) chocan entre sí y no logran acoplarse debido a una velocidad relativa insuficiente entre ellos. El sistema de transmisión 10 incluye una característica para compensar por este riesgo, a saber el dispositivo de alivio de choque 45 ubicado entre el motor de cambios 30 y el cambiador de tambor 20 como se ilustra en la figura 7. El dispositivo de alivio de choque (que puede ser llamado un dispositivo limitador de torque) 45 no forma parte de la transmisión del sistema de transmisión 10, a pesar de estar ubicado dentro de la carcasa o caja de la transmisión (51. Esto es, no está ubicado en un camino para la potencia motriz entre el cigüeñal 14a y el eje de salida 18 que es usado para conducir la motocicleta.

El motor de cambios 30 tiene un eje conductor 3 que puede tener una parte formada como un engranaje 37. El engranaje 37 puede estar dispuesto para acoplarse directamente con el engranaje de rueda de estrella 23 pero esto no se prefiere toda vez que si los engranajes se acoplan y el torque excede el torque de ahogo del motor de cambios 30, el sistema de transmisión 10 fallaría en cuanto su intento de cambiar la marcha fracasaría. En consecuencia, el mecanismo de cambios de marcha incluye un dispositivo de alivio de acople 45 que comprende un eje intermedio 35, un engranaje de leva impulsora 32 dotado de levas impulsoras; dichas levas impulsoras tienen un número de dientes de leva que se acoplan con dientes de leva similares en la leva impulsada 43 la cual está fijada de manera deslizante o acoplada con el eje intermedio 35. Un resorte 46 es suministrado en el extremo trasero de la leva impulsada 43 para forzar a los dientes de la leva impulsada 43 y a los dientes de la leva impulsora 41 a acoplarse. El resorte 46 está fijado a la cazoleta 44 en el otro extremo. Así, el impulso del motor de cambios 30 debe ser transmitido al cambiador de tambor 20 a través del eje intermedio 35 y una leva impulsora 41 y una leva impulsada 43. El engranaje de la leva impulsora 32 se acopla (continuamente) con la porción de engranaje del eje conductor del motor de cambios 37 pero es libre de rotar sobre el eje intermedio 35. La pre-carga del resorte 46, la cual puede ser ajustada mediante medios incluidos dentro de la tapa del resorte 44, determina el valor de torque al cual el dispositivo de alivio de acople 45 es activado. La carga del resorte a máxima deflexión también determina el valor de torque al cual los dientes de la leva impulsora 41 y de la leva impulsada 43 respectivamente se deslizan de un diente a otro.

Siempre que ocurra el acople de los correspondientes engranajes del eje propulsor 16 y del eje de salida 18, la carga sobre el motor de cambios 30 se incrementa y el dispositivo de alivio de acople 45 es activado una vez que se excede el valor de torque predeterminado (como se haya fijado por la pre-carga del resorte 5 46).

Para superar este acoplamiento, el dispositivo de alivio de acoplamiento 45 es usado de 2 maneras: 1 . sostiene a las abrazaderas en posición para obtener el ángulo específico del riñón para acoplamiento. 2 . Si el acoplamiento deseado no ocurre, entonces el dispositivo de alivio de acoplamiento 45 desconecta momentánea y completamente la transmisión de torque por el motor de cambios 30 al tambor cambiador 20 debido al desacoplamiento de la leva impulsora y la leva impulsada 32 y 43 contra la fuerza del resorte. La fuerza del resorte empuja la leva impulsada 43 a que se acople con la leva impulsora 32. Este fenómeno genera una rotación inversa del tambor cambiador 20. Esto resulta en una desconexión momentánea pero 10 completa de las superficies de la abrazadera y del riñón. Esta desconexión facilita la diferencia relativa de RPM entre la abrazadera y el riñón ayudando a superar la condición de ausencia de acoplamiento, de esta manera acoplando una abrazadora con sus correspondientes ranuras de riñón. 15

Por ejemplo, este valor de torque predeterminado puede ser un torque de 20 tambor de 1 Nm). La activación del dispositivo de alivio de acoplamiento 45 controla activamente la fuerza que está siendo aplicada a la superficie de la abrazadera y el riñón acoplados (por ejemplo, los engranajes 18a, 18b y 16c, 16d de las Figs. 6a y 6b pueden ser consideradas desde esta perspectiva), impidiendo así la sincronización de la velocidad y la falla de los engranajes para acoplarse (y el ahogamiento del motor de 25 cambios 30).

Figure 14 ilustra la función del dispositivo de alivio de acoplamiento 45 en detalle. La función del dispositivo 45 se muestra a través de cuatro fases operativas i.e. A, B, C, D.

Fase A: Esta es la condición normal i.e. cambios sin acoplamiento, durante este 30 tiempo el torque de cambios está por debajo del límite predeterminado.

Fase B: Cuando el acoplamiento ocurre, el motor de cambios 30 se sobrecarga y el torque excede el valor predeterminado, la leva impulsora y los dientes impulsados 32 y 43 comienzan a deslizarse y limitan el torque del cambio, impidiendo así la sincronización de las RPM de la abrazadera & el riñón mientras protegen también el 35 motor.

Si el acoplamiento se logra dentro del viaje de deslizamiento disponible, el amortiguador es restaurado de vuelta a su condición original (A).

Fase C: Si el acoplamiento no se logra dentro del viaje de deslizamiento disponible como se indicó en la Fase B, la leva impulsora y los dientes impulsados 32 y 43 se deslizan más y se deslizan completamente fuera del acoplamiento. Durante esta condición, el torque de cambio en el tambor (subsecuentemente en las abrazaderas) baja a cero, esto permite que la abrazadera y el riñón roten libremente relativamente entre sí y salgan de la condición de no-va/acoplamiento.

Fase D: Subsecuente a la Fase C, debido a la fuerza del resorte 46, la leva impulsora y los dientes impulsados 32 y 43 ahora se mueven al siguiente diente. Durante esta fase, el cambiador de tambor 20 rota hacia atrás en cierto número de grados debido al resorte y al ángulo del amortiguador, después de lo cual es rotado nuevamente hacia adelante por el motor de cambios 30, siendo esta acción similar a un conductor humano levantando el pie del pedal y tratando de hacer el cambio otra vez en condiciones de acoplamiento.

Figure 15 muestra una presentación gráfica de la imagen/registro del sistema de amortiguación de torque en tiempo real en acción. En este caso particular, el resorte 46 está limitado a un viaje máximo de 3.33mm y a un valor de torque de tambor máximo de 1.3 Nm (el cual puede ser establecido mediante prueba y error en la fase de diseño/ingeniería para un sistema de transmisión particular y motocicleta). Por encima de este valor de torque del tambor, el engranaje de la leva impulsora 32 y de la leva impulsada 43 se deslizaría desde un diente hacia otro. Sin embargo, esto es suficiente para evitar el problema de falla en el acoplamiento de engranajes. O bien el acoplamiento se logra dentro del viaje de 3.33 mm del resorte 46 o el deslizamiento ocurre y el dispositivo de limitación de torque empieza a actuar nuevamente. No se permite que el torque en el cambiador de tambor 20 exceda el valor de torque predeterminado. Al mismo tiempo, la velocidad relativa entre engranajes correspondientes (por ejemplo 18a, 18b; 16a, 16c de las Figs. 6a y 6b) maximiza la probabilidad de que las abrazaderas 159 y 160 se acoplen con las ranuras de riñón 161 y 162 respectivamente con la consecuencia de acoplamiento de engranajes exitoso.

La aplicación de dicho dispositivo de alivio de embrague empleado de manera ventajosa en la presente invención, resulta en una mejora significativa en los cambios de marcha, sin embargo este dispositivo puede ser empleado en cualquier mecanismo de cambio de marcha que tenga un motor eléctrico propulsor para activar un cambiador de tambor.

El motor de cambios 30 es acomodado en el cigüeñal 51 y cubierta interior 52 próximo al motor de arranque 17. Una ubicación de montaje alterna para el motor de cambios 30 probablemente incrementaría el tamaño del cigüeñal 51 y esto es contrario a los objetos de la invención.

- 5 Un esfuerzo adicional para incrementar la posibilidad de acoplamiento de la abrazadera y el riñón durante el cambio de marcha en la caja de cambios de acoplamiento de choque del sistema de transmisión 10 es ilustrado en las Figs. 5 y 6. Esta materialización muestra el uso de mecanismos complementarios de abrazadera/ranura de riñón 166, 167 para todos los engranajes y, en particular, 2x2
- 10 mecanismos de abrazadera/ranura de riñón 166, 167 para mejorar la probabilidad de acoplamiento de engranajes para los cambios 3ra, 4ta y 5ta. En este sentido, se entenderá que en el sistema de transmisión de acoplamiento de choque, tal como el sistema de transmisión 10, los engranajes deben ser acoplados a través de un embrague de garra o la abrazadera de un engranaje acoplándose con la
- 15 correspondiente ranura en el engranaje correspondiente (véanse engranajes 18a y 18b de la Fig. 6a donde el embrague de garra 159 deberá acoplarse con la ranura (o riñón abierto 161), llamado así porque la ranura tiene la forma de un riñón; y los engranajes 16c y 16d de la Fig. 6b donde el embrague de garra 160 deberá acoplarse con la ranura (o riñón ciego) 162.
- 20 Sin embargo, el sistema de transmisión 10 mantiene un mecanismo de 3x3 abrazadera/riñón 166, 167 para los cambios 1ra y 2da. Para el acoplamiento de los cambios 1ra y 2da, las ranuras de riñón son de tipo abierto o de atravesar (véase Fig. 6a) y por tanto colocar estas ranuras en una disposición 2x2 resultaría en una sección débil lo cual sería crítico para la fuerza. Sin embargo, para los demás engranajes, los
- 25 riñones son de tipo ciego (véase Fig. 6b mostrando el cambio 5ta) lo cual permite una disposición 2x2. El diseño del engranaje permite la optimización del beneficio que se gana por la utilización de una disposición 2x2 a la vez que evita el costo de un rediseño de la caja de cambios lo cual sería necesario si todos los engranajes fueran provistos con un diseño de mecanismo de abrazadera/riñón de 2x2 para incrementar la
- 30 probabilidad de acoplamiento de los engranajes.

Fig. 5 muestra la probabilidad de acoplamiento exitoso de engranajes usando mecanismos abrazadera/riñón 166, 167 y así sucesivamente como se describe atrás. Estas probabilidades, por encima de 60%, son más altas que aquellas para cajas de cambios de acoplamiento de choque convencionales.

Más aun, los espacios libres circunferenciales entre abrazadera y ranuras podrían ser incrementados en más de 40 grados. En un sistema de transmisión convencional, este valor de espacio libre está restringido para evitar ruido de impacto de la abrazadera y el riñón durante cambios de movimiento súbitos y/ o durante fases de acoplamiento. En el sistema de transmisión manual automatizada 10 aquí descrito, el movimiento de reversa a través de una abrazadera no es transmitido al correspondiente riñón debido al empleo del embrague unidireccional 15. Esta mejora en espacio libre circunferencial ayuda a mejorar significativamente la probabilidad de acoplamiento de la abrazadera y la ranura.

10 El mecanismo de cambio de marcha tiene una distribución compleja. De manera importante, el cambiador de tambor 20, el motor de cambios 30 y el engranaje de rueda de estrella 23 están dispuestos con axis paralelos (véase axis del tambor cambiador 20a (que es también el axis para el engranaje de ruda de estrella 23) y el axis del motor de cambios 30). Esto evita el uso de engranajes de tornillos sin fin o
15 arreglos de cremallera y piñón que conducirían a un mecanismo de cambio de marcha voluminoso. Debe observarse que los axis descritos de los componentes del mecanismo de cambio de marcha también son paralelos a los axis de los componentes en el sistema de transmisión arriba descrito, i.e. axis del cigüeñal 14a (que es el axis para el eje impulsor primario 11), axis del eje propulsor 170 (que es también el axis
20 para el engranaje impulsado 13) y axis del eje de salida 180.

Cuando se inicia una fase de cambio de marcha, de conformidad con una estrategia operativa del motor predefinida, el motor 110 requiere ser desvinculado o desacoplado del sistema de transmisión 10. El sistema de transmisión 10 facilita tal desvinculación a través del uso del embrague unidireccional 15 como se describe
25 abajo. Cuando una fase de cambio de marcha es iniciada, el TCU implementa una estrategia para retardar la velocidad del motor, estrategia para tal retardo de la velocidad del motor que está bajo el control de la unidad de control del motor (ECU). Una estrategia preferida es que la ECU reduzca o detenga la entrega de la mezcla aire/combustible al motor, e/o interrumpa el encendido de las bujías, por la duración
30 de la fase de cambio de marcha. La entrega de la mezcla aire/combustible al motor es preferiblemente detenida completamente para promover el ahorro de combustible y emisiones de hidrocarburo reducidas.

Convenientemente, la entrega de la mezcla aire/combustible al motor 110 puede ser reducida o detenida usando un elemento de restricción ubicado en el sistema
35 de admisión. El aparato para el control de tal mezcla aire/combustibles descrito en la

Solicitud India No. 3740/CHE/2011 en trámite del Solicitante de fecha 1 de noviembre de 2011.

En el caso de un motor de combustible inyectado, la ECU controla el suministro de combustible al motor durante la fase de cambios de marcha. Si un carburador es empleado para la entrega de combustible, la ECU controla el suministro de la mezcla aire/combustible al motor.

Cuando la entrega de la mezcla aire/combustible es detenida por la ECU pero con la motocicleta andando, la velocidad del motor cae rápidamente. Cuando la velocidad del motor cae por debajo de la velocidad del vehículo o de la rueda, el embrague unidireccional 15 desacopla el eje propulsor 16 del cigüeñal del motor 14a. Esto ocurre automáticamente, no se requiere ningún mecanismo actuante. Al mismo tiempo, la TCU activa el motor de cambios 30 para el cambiador de tambor 20 para rotar o indexar el cambiador de tambor 20 para que los engranajes seleccionados en el eje propulsor y de salida 16 y 18 estén listos para acoplamiento. Cuando esta operación está completa, la ECU recomienza la entrega de mezcla aire/combustible al motor 110, probablemente a un nivel de entrega de combustible diferente al del cambio anterior. Una variedad de estrategias de entrega de combustible podrían ser implementadas por la ECU dependiendo del motor y de las condiciones de operación del vehículo. En este punto, la velocidad del motor se incrementa a un nivel mayor que la velocidad del vehículo o de la rueda y el embrague unidireccional 15 acopla el cigüeñal del motor 14a con el eje propulsor 16. El eje propulsor 16 a su vez transmite torque al eje de salida 18.

En otra materialización, donde el motor principal es un motor eléctrico (véanse disposiciones de las Figs. 1a y 2a), el torque es transmitido desde el motor eléctrico 21, a través del eje conductor del motor eléctrico 24 y el engranaje impulsor primario 22 al engranaje impulsado primario 13. Esto no requiere un embrague centrífugo. Por lo demás, los elementos adicionales del sistema de transmisión manual automatizada son como se describen atrás para el motor de combustión interna.

Con referencia a las Figs. 16 y 16b, se muestra una comparación – con relación a las dimensiones y al peso – entre un motor que usa una transmisión manual convencional que tiene una relación de cambios de 5 velocidades y un motor equivalente que emplea un sistema de transmisión automatizada (AMT) que tiene una relación de cambios de 5 velocidades de conformidad con la materialización preferida de la invención. El sistema AMT del Solicitante restringe el aumento en peso sobre el sistema de transmisión manual en cerca del 10%. Hay un incremento muy marginal

en longitud (i.e. de 11 mm el cual es compensado por una reducción en altura de 11 mm. También hay un incremento marginal en anchura de 38 mm. Los detalles de las dimensiones se indican en las Figs. 16a y 16b.

La información anterior es para un vehículo que emplea un mecanismo de arranque manual. Para vehículos que no emplean un mecanismo de arranque manual, el incremento en peso podría restringirse a cerca del 5% con un incremento en ancho de 10 mm. No se requiere incremento en longitud. En consecuencia, el sistema de transmisión manual automatizada (AMT) aquí descrito es menos costoso y menos complejo, no requiriendo medios de actuación del embrague o complejas estrategias de control de actuación del embrague. El sistema AMT es también muy compacto y menos voluminoso en comparación con los sistemas ATMS alternos.

Las modificaciones y variaciones al sistema de transmisión manual automatizada reveladas en la presente especificación pueden ser aparentes para el lector versado de esta especificación. Tales modificaciones y variaciones se consideran dentro del alcance de la presente invención.

20

25

30

35

Reivindicaciones:

1. Un sistema de transmisión manual automatizada para un vehículo que comprende un motor principal acoplable con, y desacoplable de, un sistema de transmisión tipo acoplamiento de choque que comprende una pluralidad de engranajes; una unidad de control de transmisión; y un mecanismo de cambio de marcha controlado por la unidad de control de transmisión para cambiar los engranajes de transmisión durante una fase de cambio de marcha donde dicho sistema de transmisión y motor principal son acoplables y desacoplables por un sistema de embrague servo actuante durante dicha fase de cambio de marcha.
2. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 1 que comprende ejes de propulsión y de salida donde dicho motor principal es un motor de combustión interna y dicho sistema de embrague servo actuante comprende un embrague centrífugo y un embrague unidireccional donde dicho embrague centrífugo está montado en el eje del motor principal y dicho embrague unidireccional está montado en el eje propulsor de dicho sistema de transmisión para automáticamente acoplar y desacoplar dicho eje del motor principal de dichos ejes de propulsión y salida.
3. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 2 donde dicho motor principal y dicho sistema de transmisión son acomodados en una única carcasa.
4. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 1 que comprende ejes de propulsión y salida donde dicho motor principal es un motor eléctrico y dicho sistema de embrague servo actuante consiste en un embrague unidireccional, dicho embrague unidireccional estando montado en un eje propulsor de dicho sistema de transmisión para automáticamente acoplar y desacoplar dicho eje conductor del motor principal de dichos ejes de propulsión y de salida.

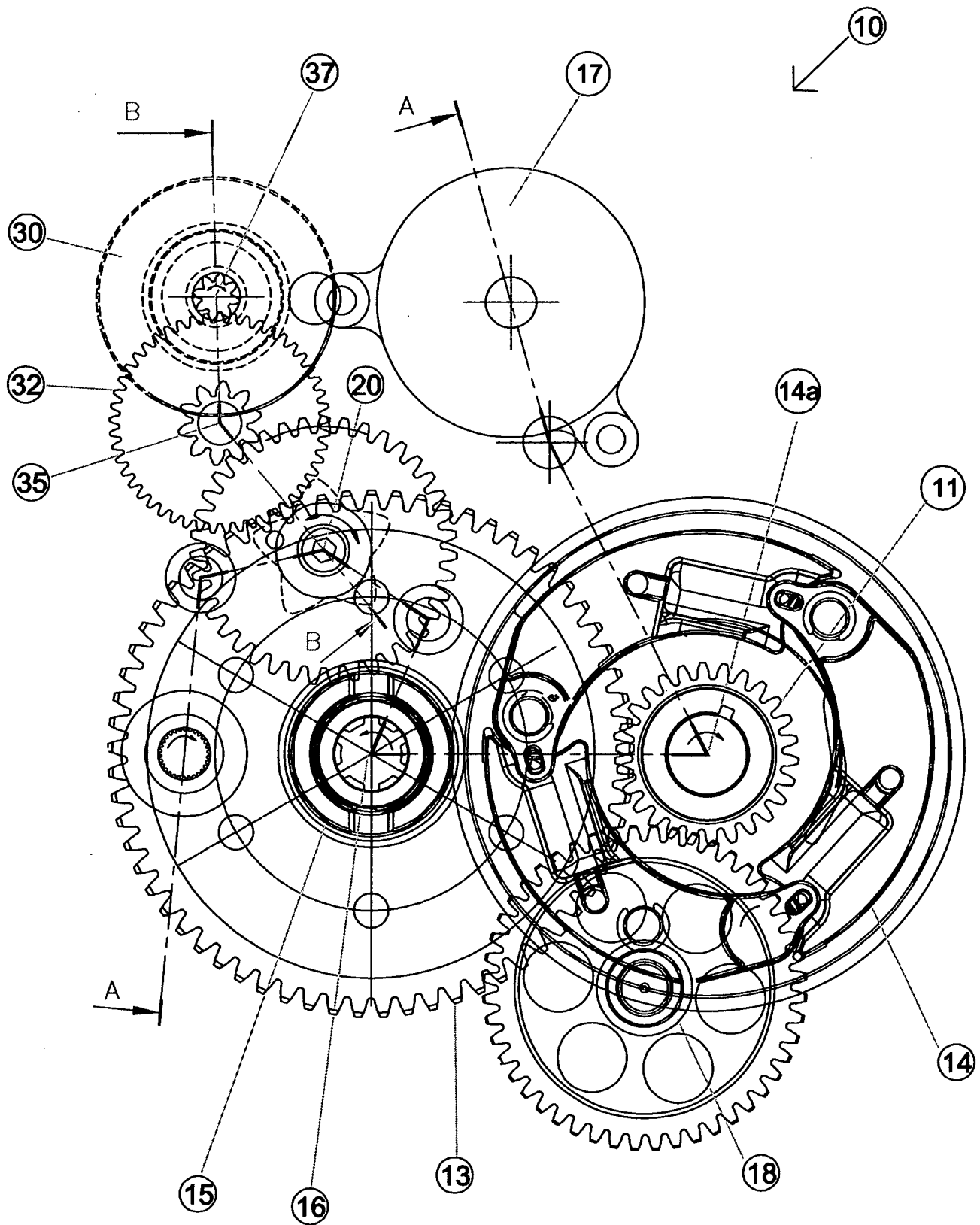
5. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 2 o 4 donde la actuación de dicho embrague unidireccional depende de la relación entre la velocidad del motor principal y la velocidad de la rueda del vehículo.
5
6. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes donde, cuando la unidad de control de transmisión determina la necesidad de un cambio de marcha, el motor principal es controlado por la unidad de control del motor principal para reducir velocidad y torque de su eje conductor durante dicha fase de cambio de marcha.
10
7. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 6 donde dicho motor principal es un motor de combustión interna y dicha unidad de control de transmisión controla la entrega de combustible o de la mezcla de aire combustible al motor durante dicha fase de cambio de marcha.
15
8. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 7 donde dicho motor usa gas como combustible.
20
9. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 7 u 8 donde dicho motor usa combustible inyectado o carburado.
25
10. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones 2 o 5 a 9 donde dicho motor principal es un motor de combustión interna que comprende una culata de cilindro incluyendo una pluralidad de medios de encendido.
30
11. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes donde dicho embrague unidireccional incluye un mecanismo de amortiguación para amortiguar impacto, dicho mecanismo de amortiguación comprendiendo medios de amortiguación sesgados con una pluralidad de tarados de amortiguación.

12. Un sistema de transmisión como se reivindica en las reivindicaciones 2 a 11 donde dicho mecanismo de amortiguación comprende un eje propulsor que comprende un engranaje impulsado primario dotado de una pluralidad de ranuras y libremente rotatorio sobre ese eje propulsor, dicho engranaje impulsado primario estando conectado a una carcasa dotada de una pluralidad de abrazaderas cada una acoplable con dichas ranuras de dicho engranaje impulsado primario; dicha carcasa estando rotatoriamente conectada a una brida de dicho embrague unidireccional a través de una pluralidad de patines de embrague unidireccional; estando ubicados entre dicha brida y dicha carcasa de manera que permita la rotación de dicha carcasa en una dirección; donde dichas abrazaderas están ensambladas con material amortiguador; dichas abrazaderas y material amortiguador estando posicionadas en una ubicación sesgada sustancialmente hacia la dirección de transmisión de potencia en dichas ranuras del engranaje impulsado primario y donde las restantes ranuras de dicha pluralidad de ranuras de dicho engranaje impulsado primario están provistas con un resorte pre comprimido; dicho material de amortiguación y resortes helicoidales pre-comprimidos actuando en combinación para causar menos deterioro en dicho embrague unidireccional.
13. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 12 capaz suministrar amortiguación combinada para más de 12 grados de rotación de un engranaje primario.
14. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes donde dicho mecanismo de cambio de marcha para acoplar los correspondientes ejes de propulsión y salida comprenden un cambiador de tambor; y un eje conductor para impulsar el engranaje de cambiador de tambor donde dicho eje conductor transmite torque al engranaje de cambiador de tambor a través de un dispositivo de alivio de choque operativo para impedir la reducción en la velocidad relativa entre los elementos acoplables de los correspondientes ejes de propulsión y salida durante condiciones de choque en una fase de cambios de marcha.

15. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 14 donde dicho motor principal es un motor de combustión interna que tiene un cigüeñal y dicho dispositivo de alivio de choque, posicionado dentro de dicho cigüeñal, comprende un eje intermedio localizado para transmitir torque entre dicho eje conductor del engranaje de cambiador de tambor y dicho engranaje de cambiador de tambor donde dicho eje intermedio está provisto con una leva impulsora montada libremente sobre dicho eje y una leva impulsada operativamente conectada a dicho eje intermedio y sesgada hacia acoplamiento con dicha leva impulsora por un resorte, dicho resorte teniendo una precarga determinando un valor de torque al cual dicho dispositivo de alivio de choque es activado y por encima del cual dicha leva impulsora y leva impulsada se desacoplan.
16. Un sistema de transmisión como se reivindica en la reivindicación 14 o 15 donde dicho eje conductor del engranaje de cambiador de tambor es impulsado por un motor eléctrico.
17. Un sistema de transmisión como se reivindica en las reivindicaciones 15 y 16 donde el dispositivo de alivio de choque está ubicado entre el motor de cambios eléctrico y el engranaje de cambiador de tambor.
18. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones 14 a 17 donde dichos cambiador de tambor, motor de cambios eléctricos y correspondientes engranajes están dispuestos con axis paralelos.
19. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones 14 a 18 donde dicho motor eléctrico para impulsar el cambiador de tambor está ubicado en dicho cigüeñal del motor próximo al motor de arranque.
20. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes donde dicho motor principal incluye un eje conductor y un engranaje impulsado y dicho sistema de transmisión incluye un eje propulsor y un eje de salida y donde dicho eje conductor del motor principal y dicho eje propulsor están dispuestos con axis paralelos.

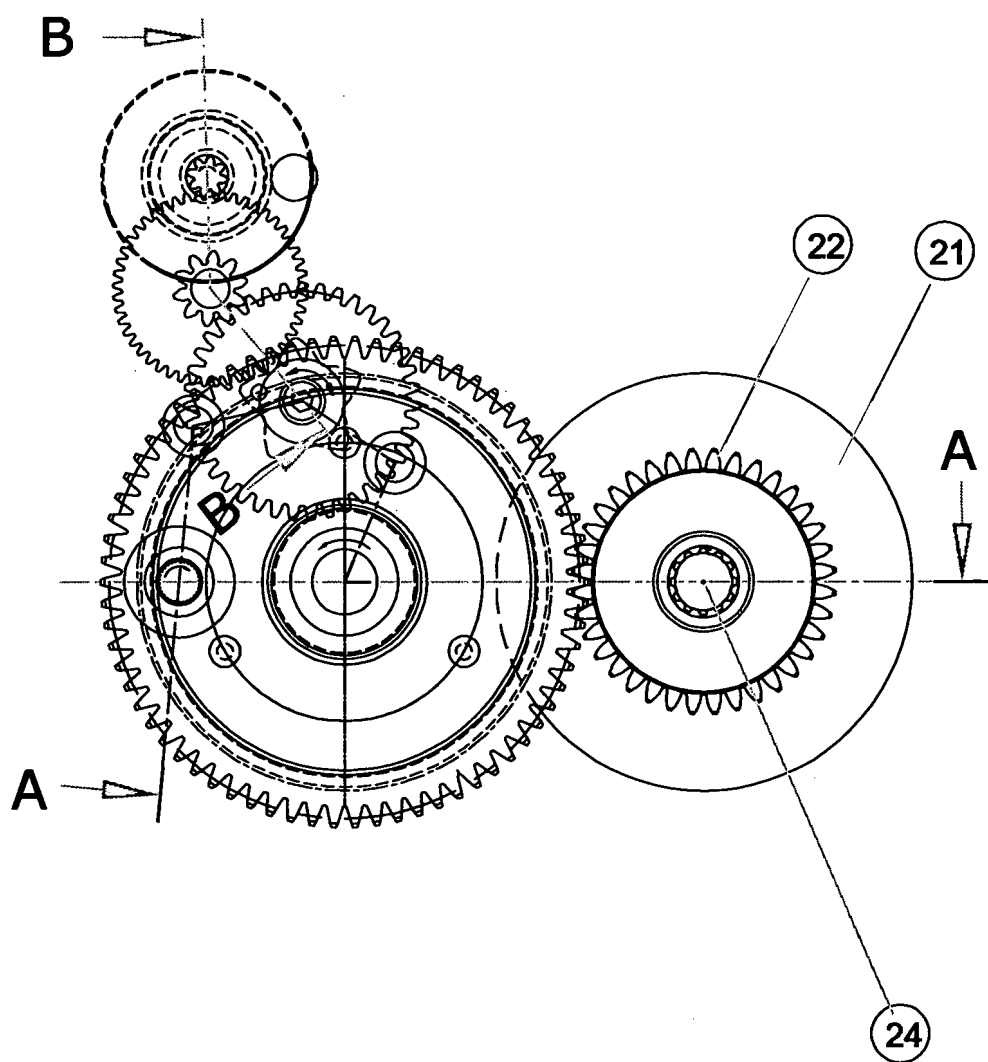
21. Un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones 14 a 20 donde dichos elementos de acoplamiento de dicho mecanismo de cambios de marcha comprenden dos componentes complementarios, un primer componente comprendiendo abrazaderas como elementos de acople; y un segundo componente comprendiendo ranuras complementarias a dichas abrazaderas de forma que el acoplamiento de dichas abrazaderas y ranuras permite que el torque sea transferido para una relación de cambio seleccionada o hasta el momento en que la velocidad del motor caiga por debajo del valor del umbral de velocidad de acoplamiento del embrague donde el espacio libre circunferencial entre la abrazadera y la correspondiente ranura es más de 40 grados para incrementar la probabilidad de acoplamiento sin comprometer ruido de engranaje.
22. Un motor principal que comprende un sistema de transmisión como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones precedentes.
23. Un motor principal como se reivindica en la reivindicación 22 siendo un motor de combustión interna que tiene una capacidad cúbica menor o igual a 500 CC.
24. Un motor principal como se reivindica en la reivindicación 22 siendo un motor eléctrico.
25. Un vehículo que comprende un motor principal como se reivindica en cualquiera de las reivindicaciones 22 a 24.
26. Un mecanismo de cambio de marcha para un sistema de transmisión manual automatizada que tiene una caja de cambios de acoplamiento de choque que comprende un eje propulsor; un eje de salida; donde dicho mecanismo de cambios de marcha se acopla con los engranajes correspondientes respectivamente ubicados en dicho eje propulsor y dicho eje de salida; y un motor de cambios que tiene un eje conductor para impulsar el cambio de marcha y donde dicho eje conductor transmite más torque a la palanca de cambios a través de un eje intermedio que soporta un dispositivo de alivio de choque operativo cuando el torque suministrado por dicho motor de cambios excede un valor predeterminado para impedir

la reducción en la velocidad relativa de los elementos de acoplamiento de dichos engranajes correspondientes durante condiciones de choque.



By their Agent & Attorney

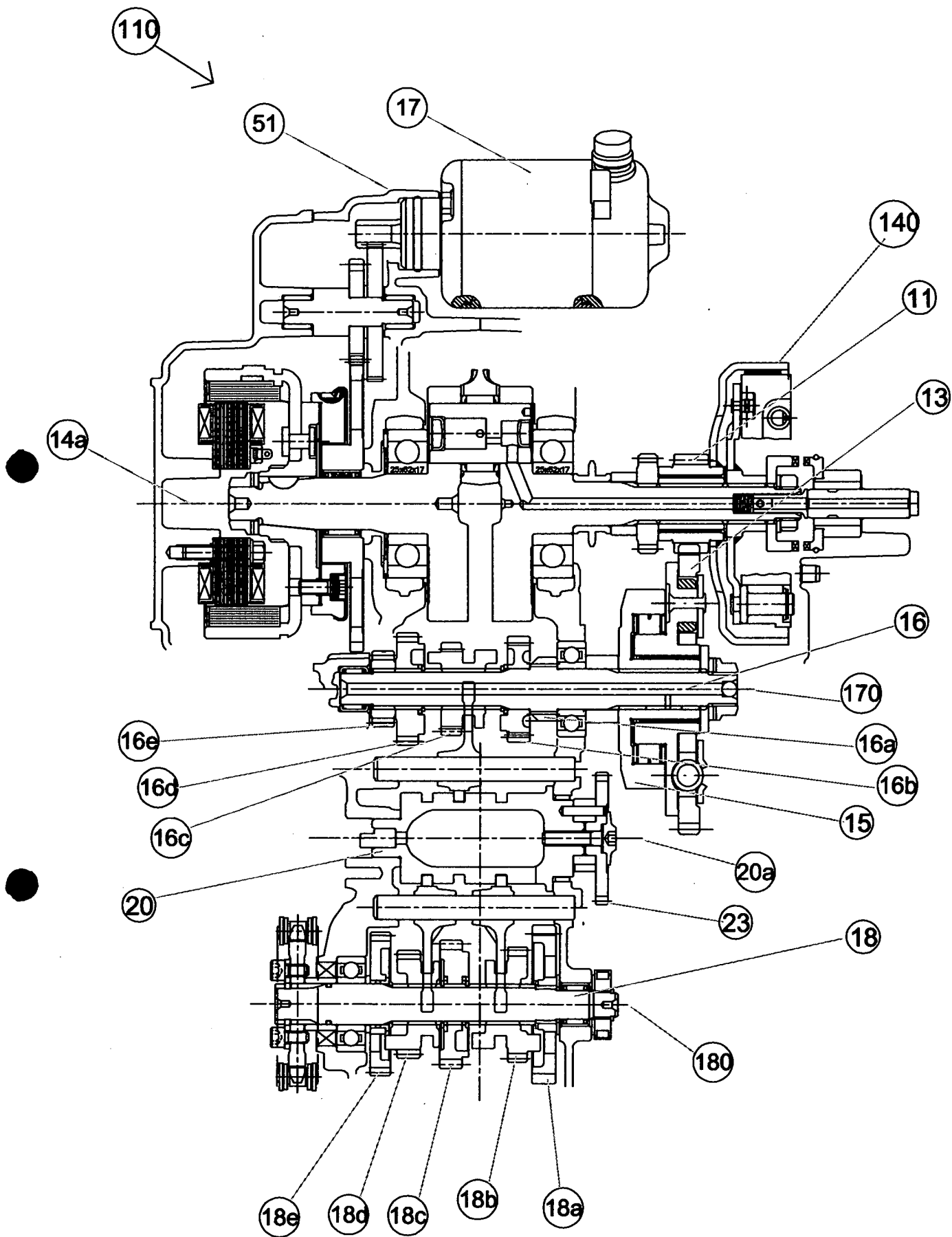
Figure 1



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 1a

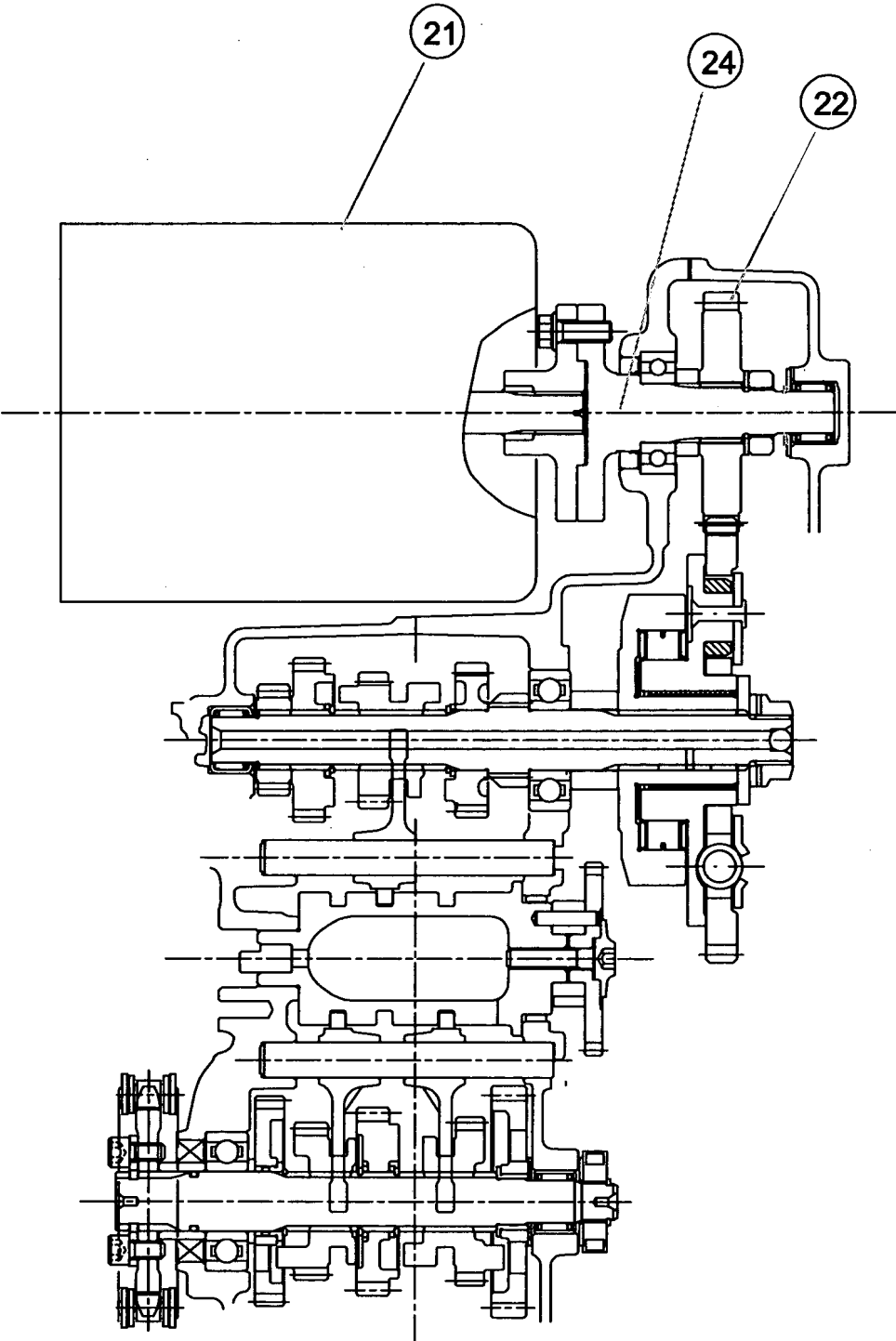
77



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 2

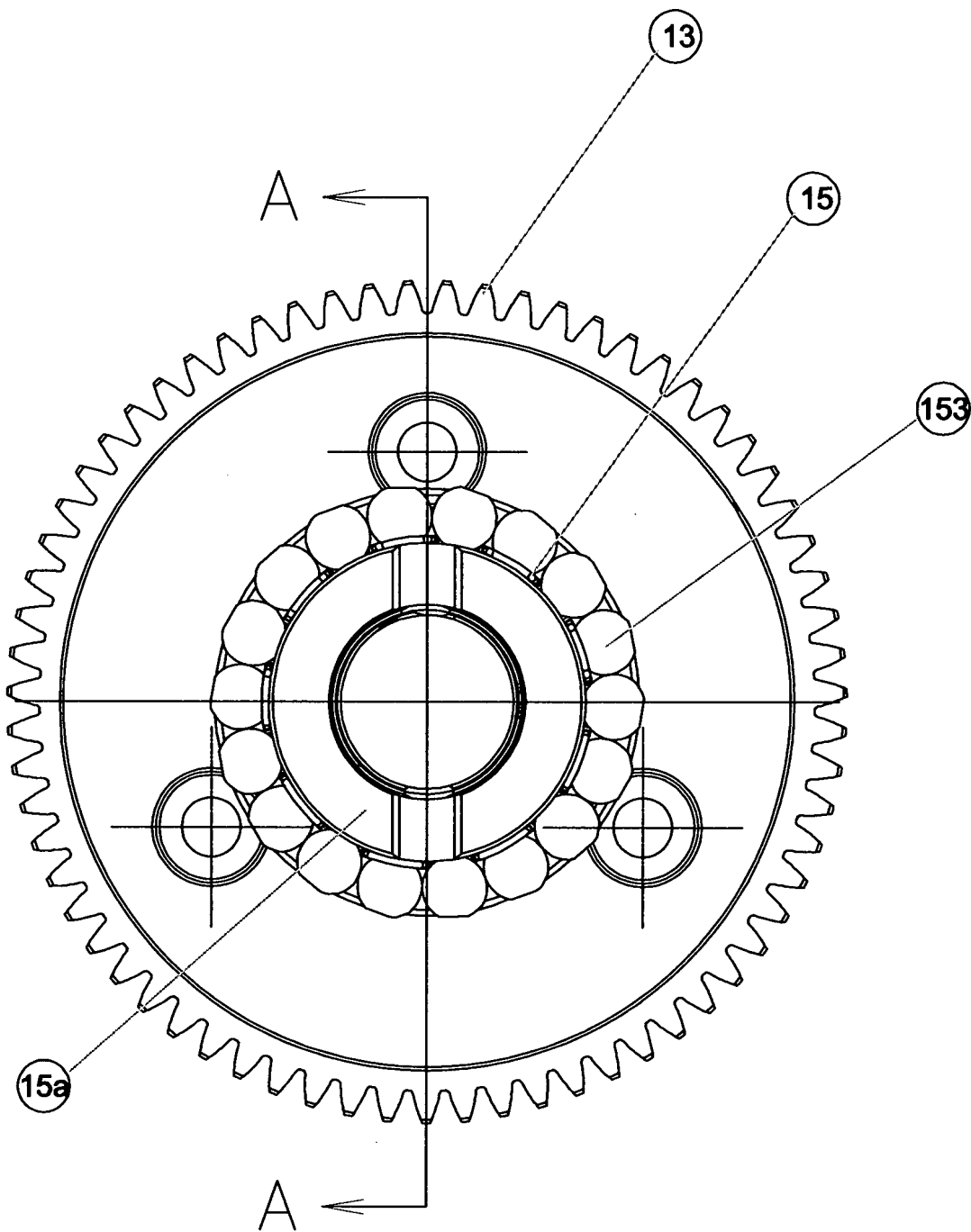
78



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 2a

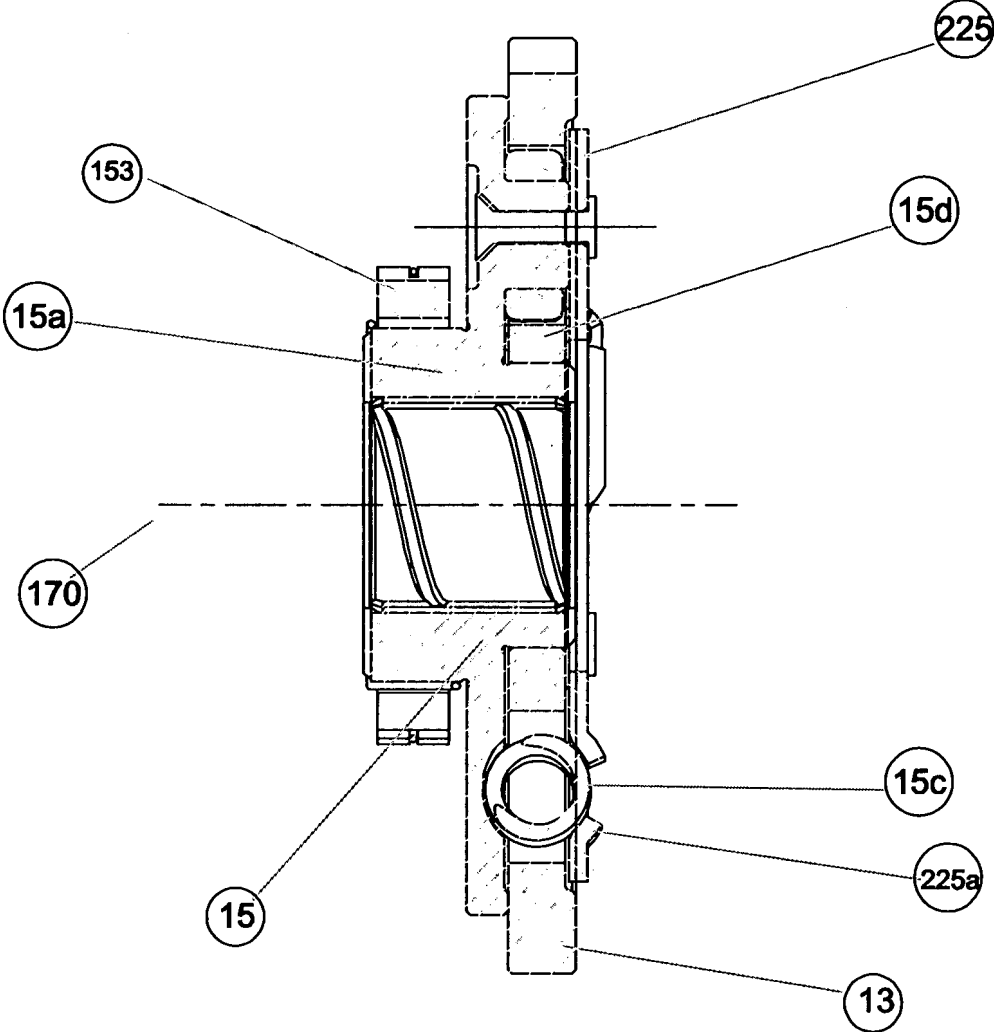
79



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 3

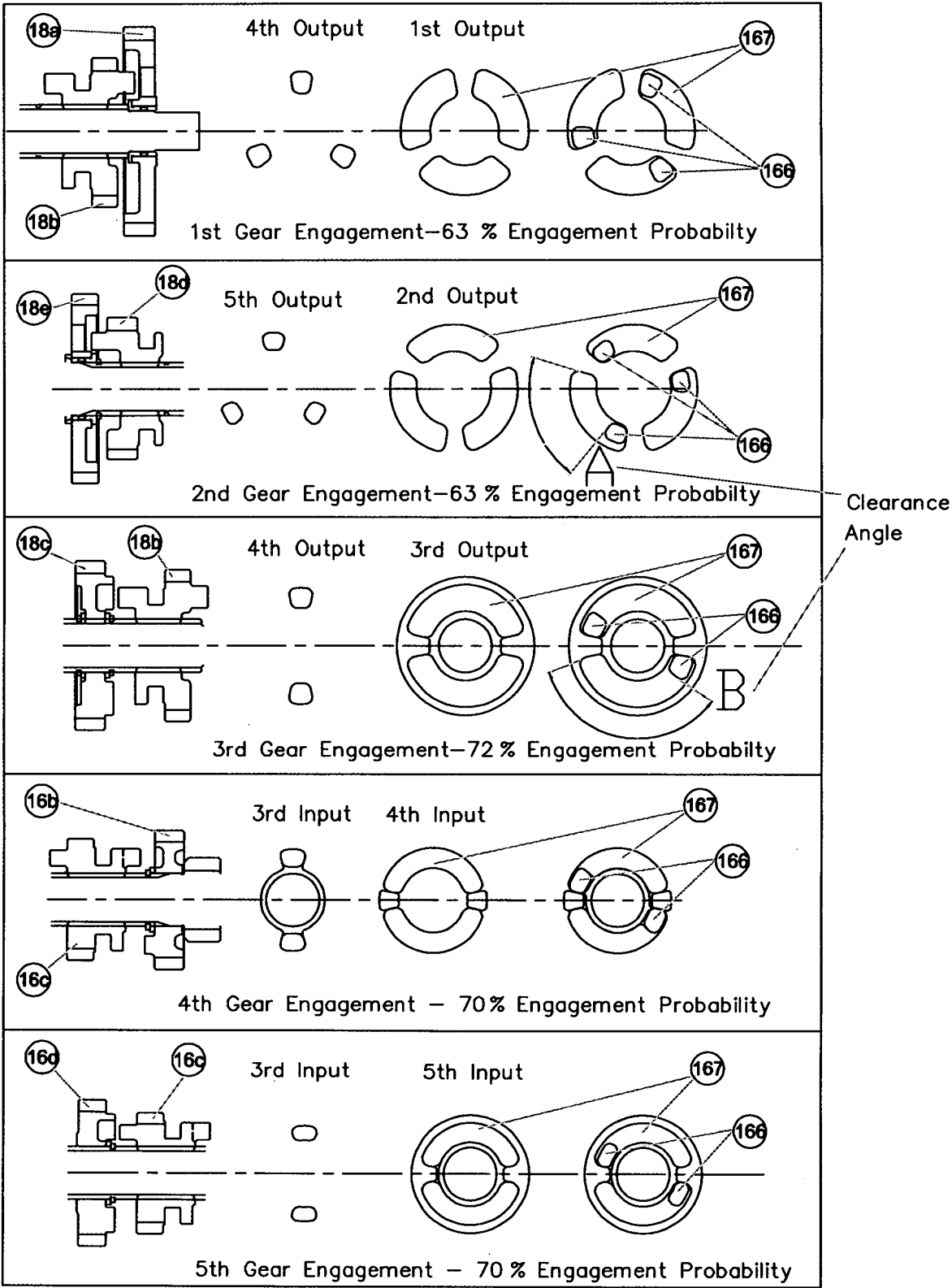
80



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 4

81



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 5

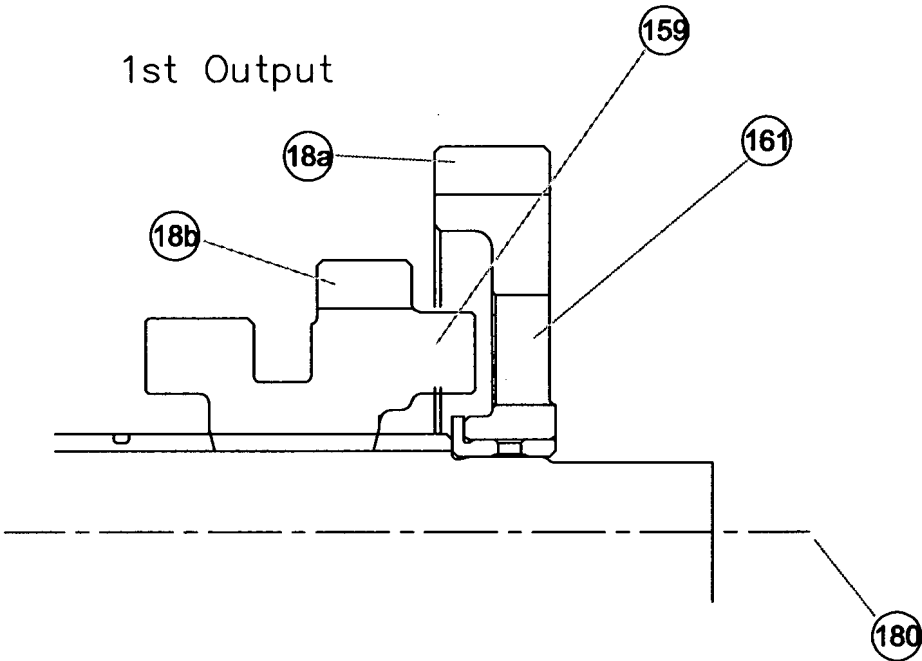


Figure 6a

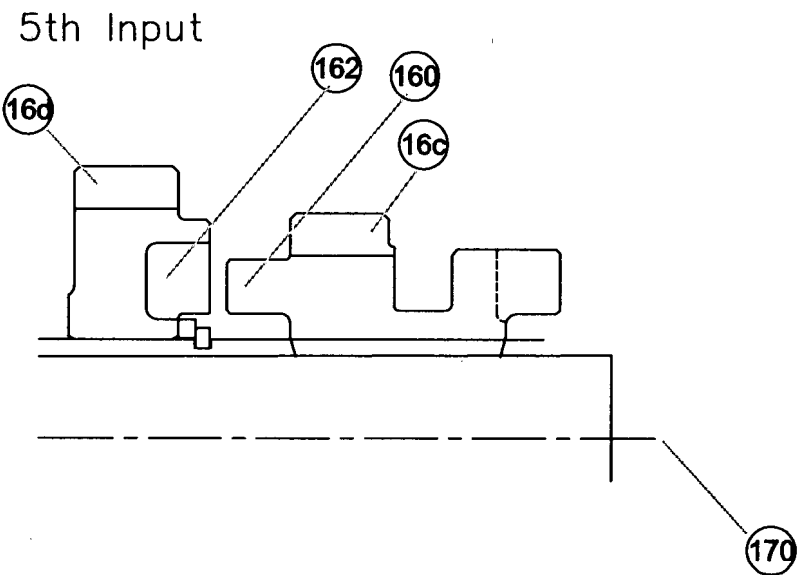
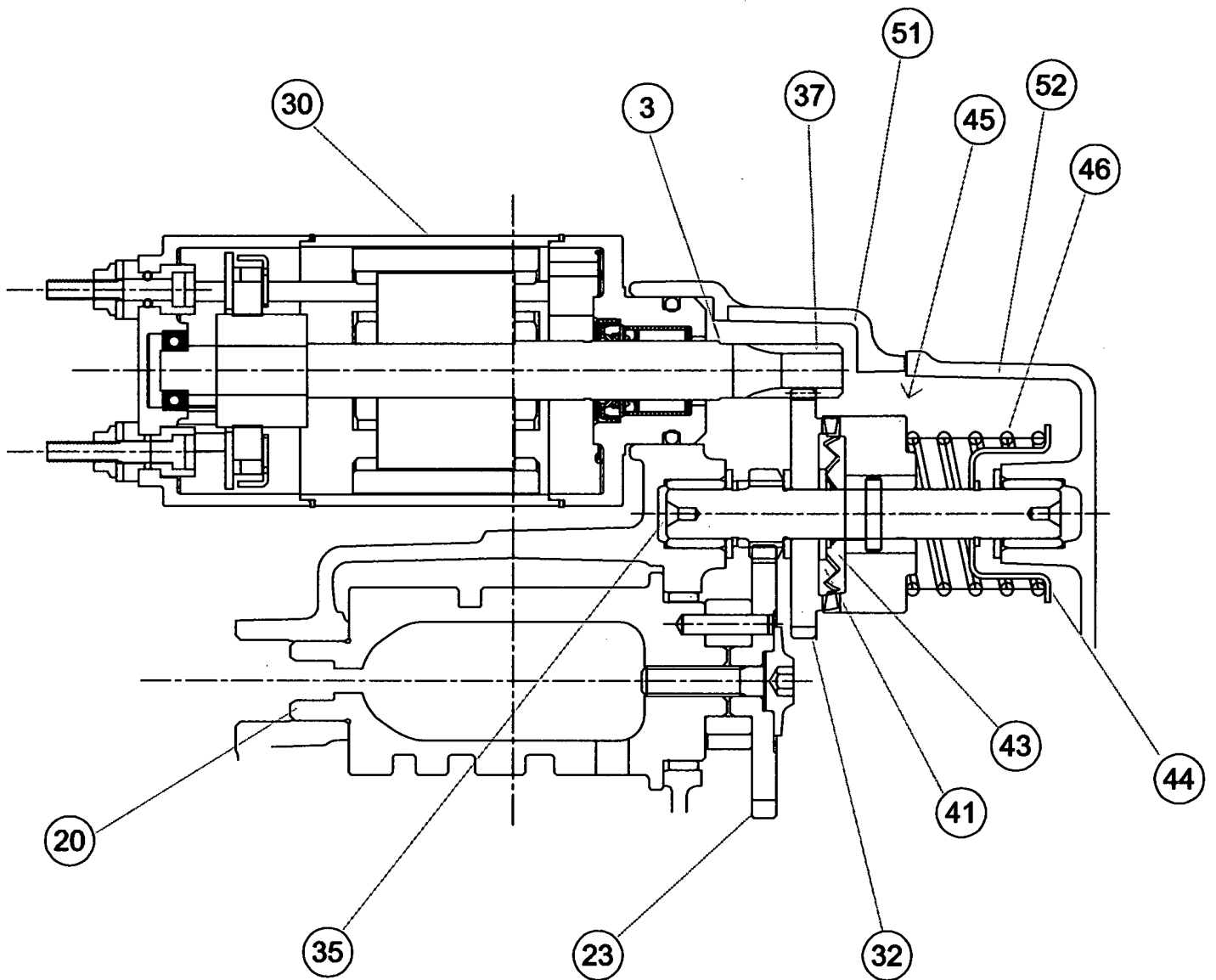


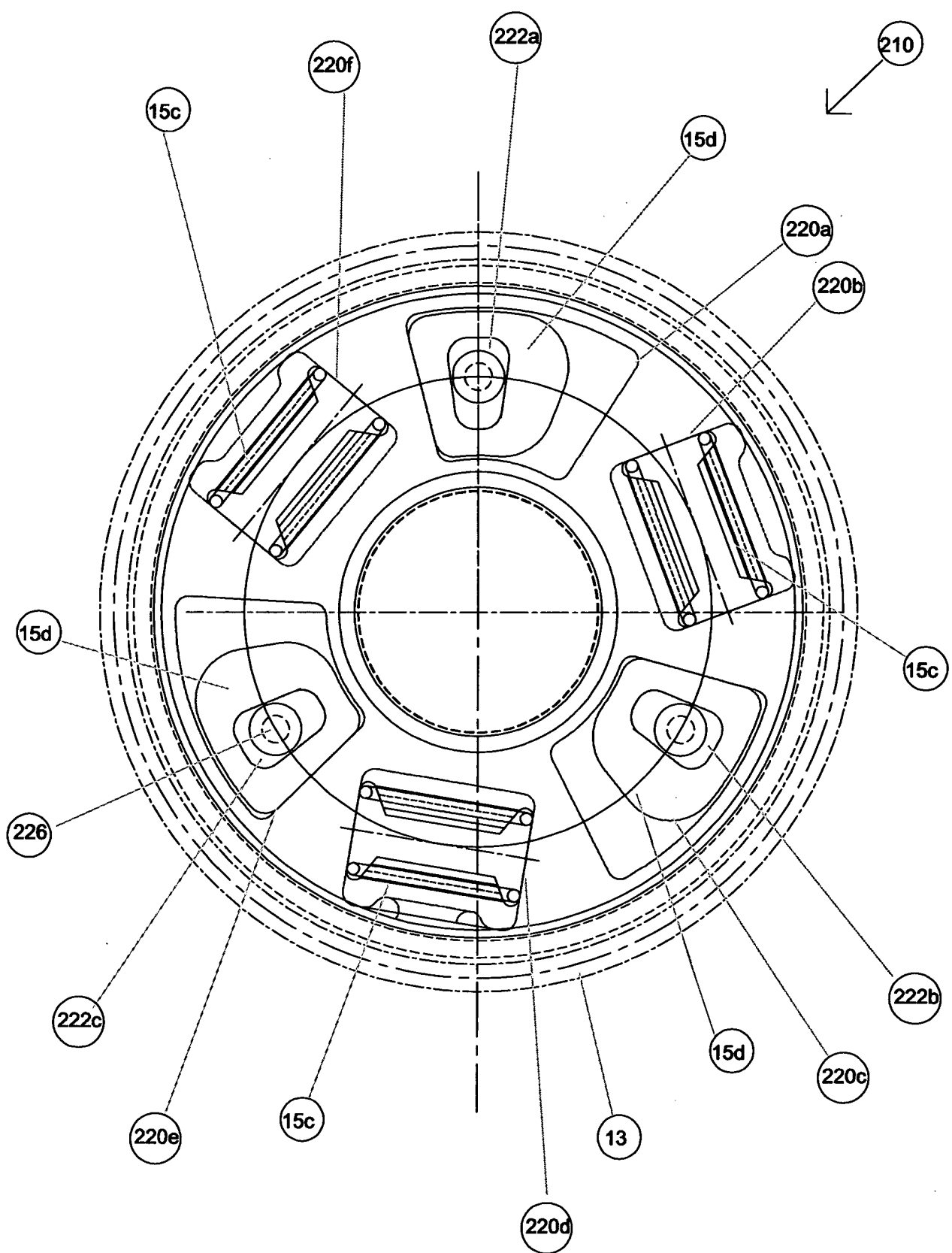
Figure 6b

83



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 7



Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

Figure 8

85

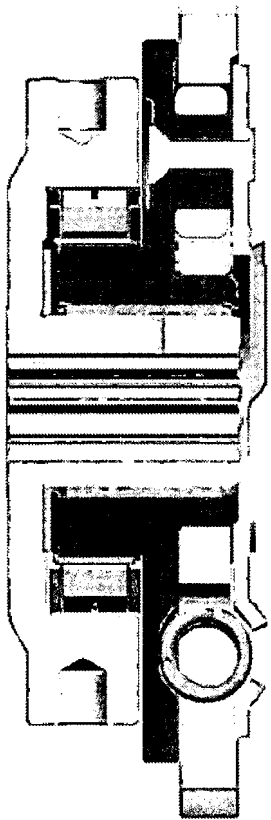


Figure 9a

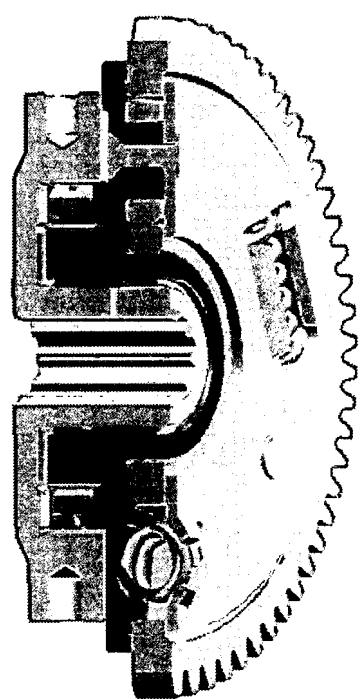


Figure 9b

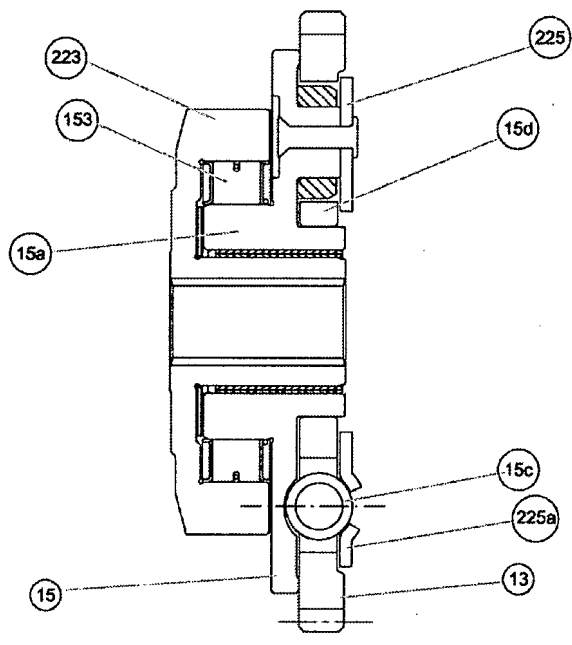


Figure 9c

Bajaj Auto Limited
By their Agent & Attorney

86

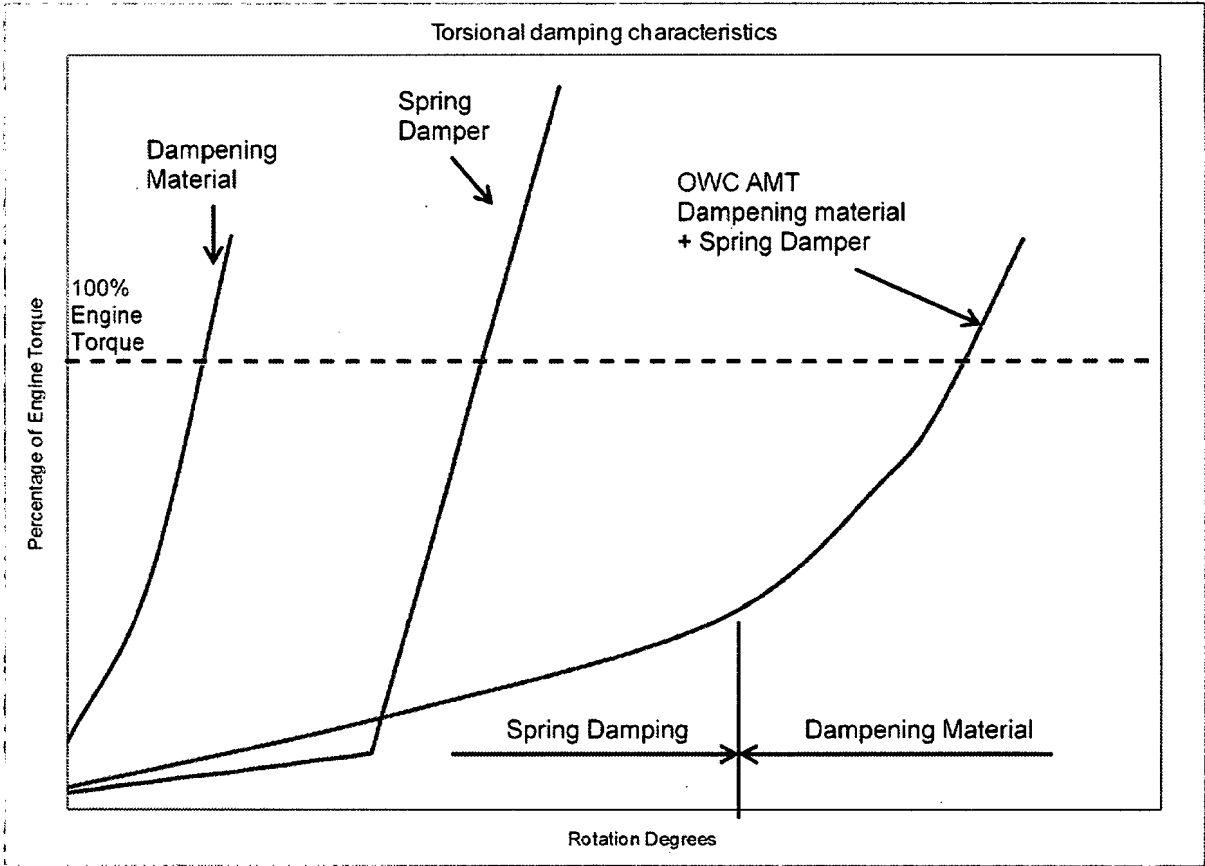


Figure 10

Bajaj Auto Limited
By their Agent & Attorney

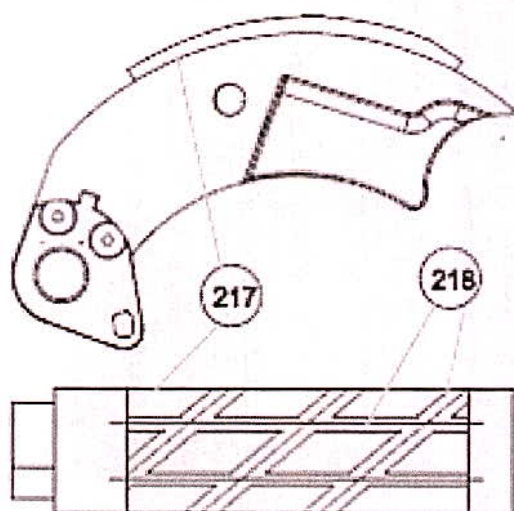


Figure 11a

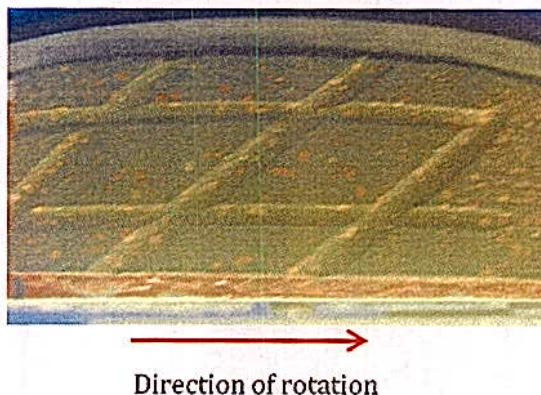


Figure 11b

Bajaj Auto Limited
By their Agent & Attorney

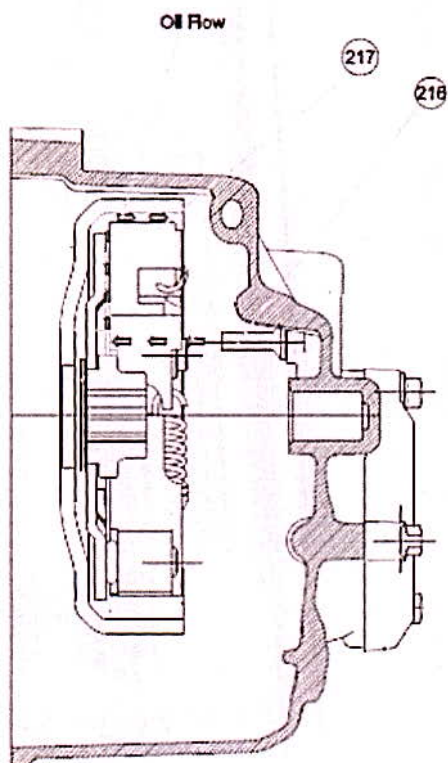


Figure 12a

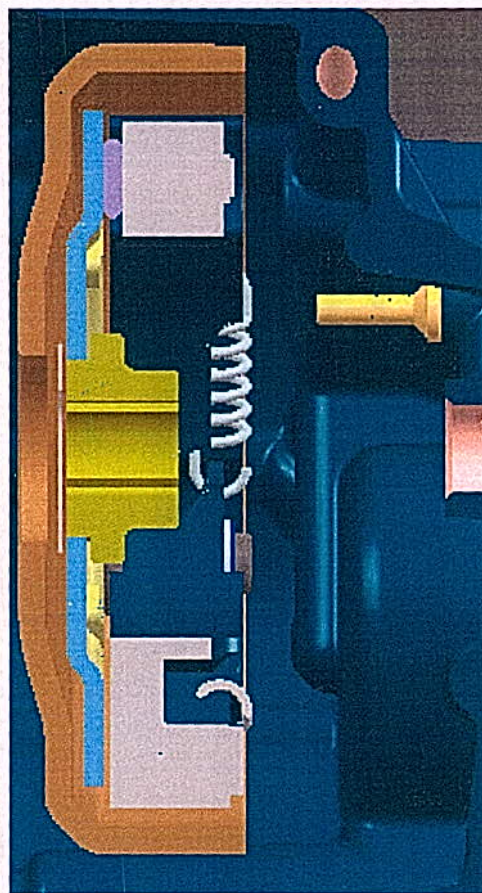


Figure 12b

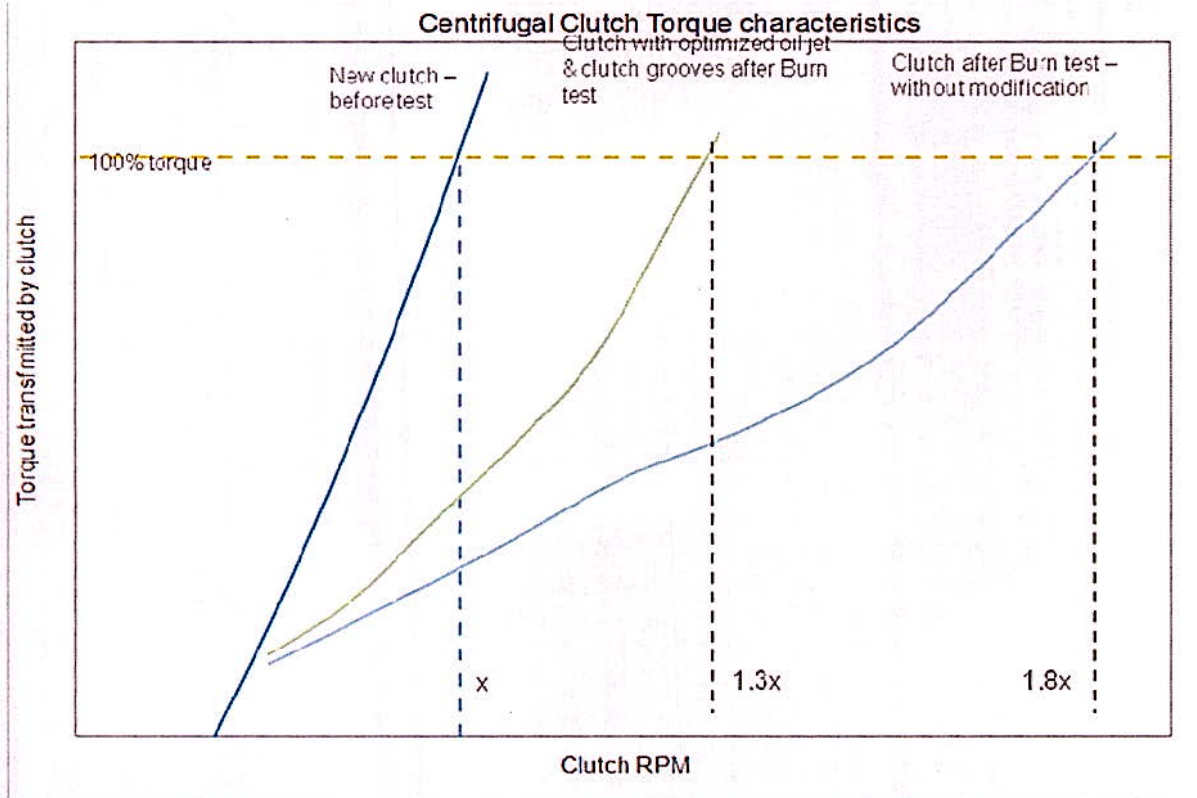


Figure 13

Bajaj Auto Limited

By their Agent & Attorney

90

Phase A

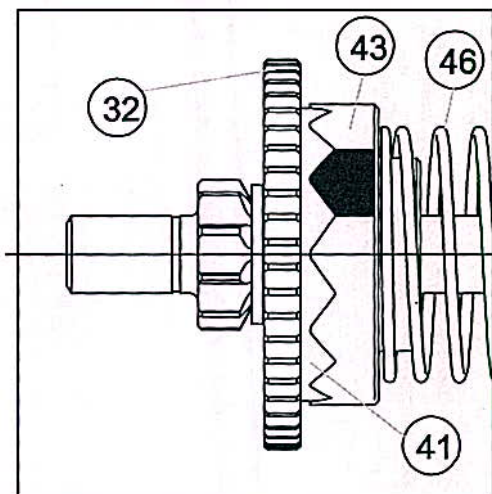


Figure 14a

Phase B

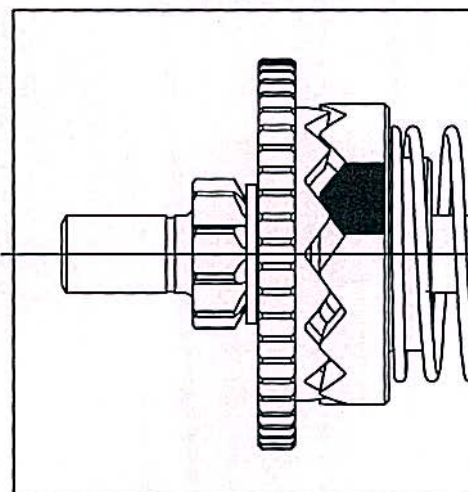


Figure 14b

Phase C

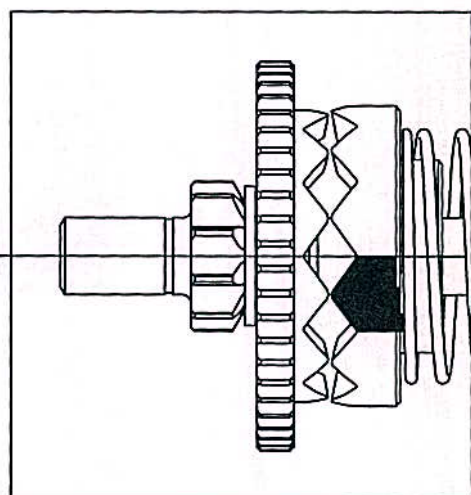


Figure 14c

Phase D

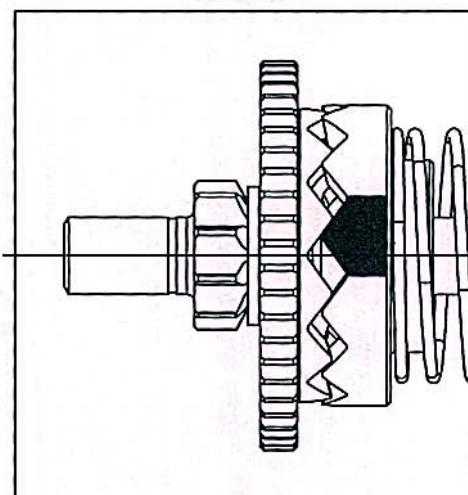


Figure 14d

Bajaj Auto Ltd.
By their Agent & Attorney

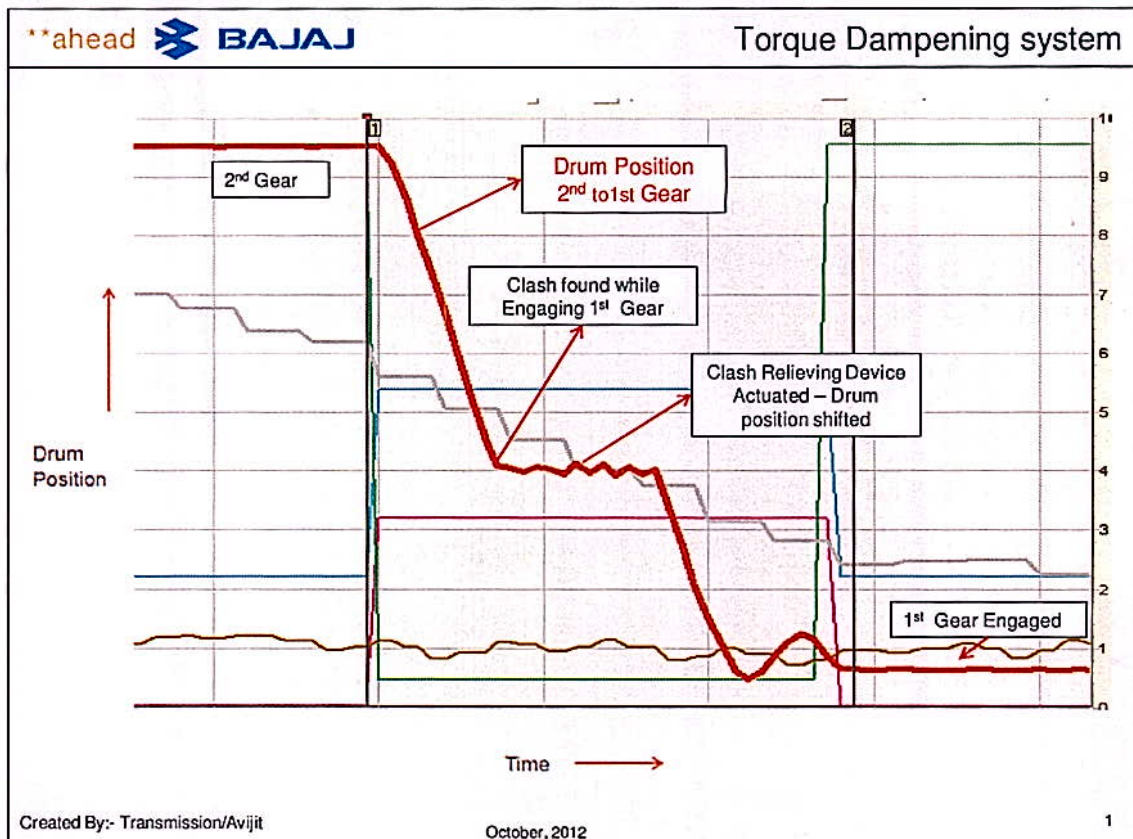


Figure 15

Bajaj Auto Limited

By their Agent & Attorney

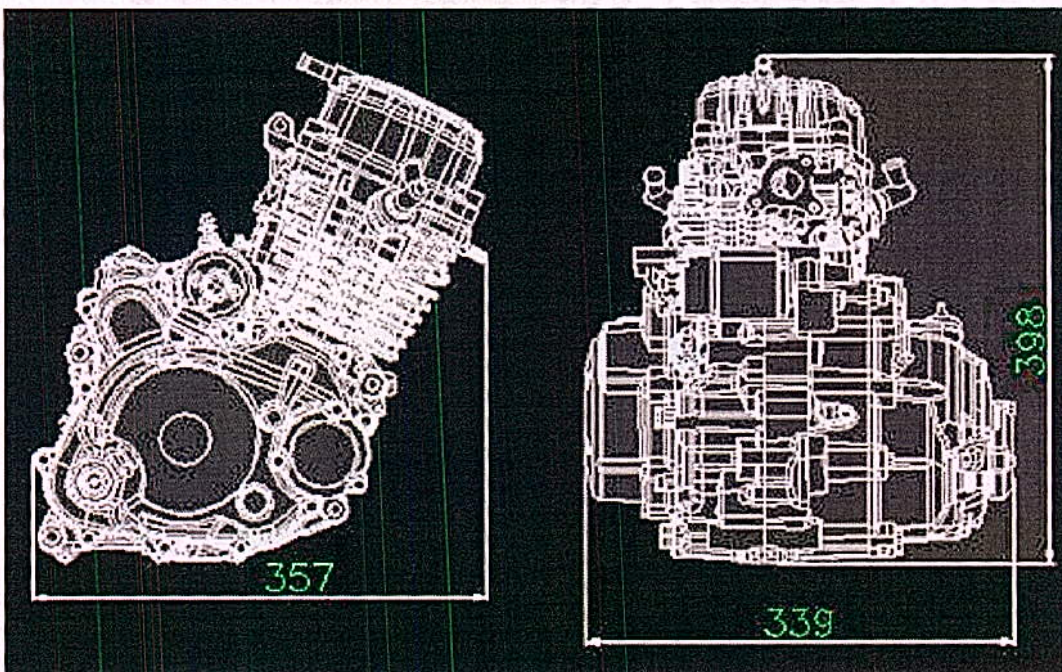


Figure 16a

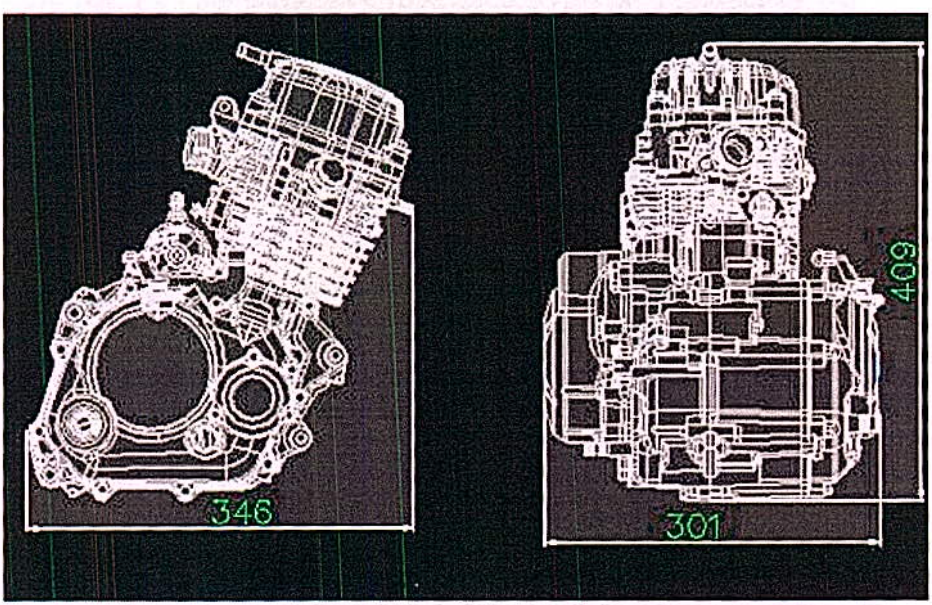


Figure 16b

Bajaj Auto Limited
By their Agent & Attorney

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

NIT : 800.176.089-2

- / -

- / -



Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

RECIBO DE CAJA

No. 12 - 105776

Bogotá D.C., Octubre 08 de 2012 - 16:01:41

RECIBIDO DE : POSSE HERRERA & RUIZ S.A.

NI 830.022.196

*** Soporte del Pago ***

TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PAGO	VR. PAGO
CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	495408325	08/10/2012	9.955.000.00

CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	495408325	08/10/2012	9.955.000.00
--------------	-----------------	-----------	-----------	------------	--------------

*** Conceptos Pagados ***

CANT.	RENTISTICO	CONCEPTO	Vr.UNDITARIO	Vr.CONCEPTO
1	50005-01-01 SOLICITUDES	1 TRAMITES DE SOL. DE PATENTE DE INVENCIÓN	590.000.00	590.000.00
				<u>\$590.000.00</u>

1 50005-01-01 SOLICITUDES

1 TRAMITES DE SOL. DE PATENTE DE INVENCIÓN

590.000.00

590.000.00

\$590,000.00

\$550.000.00

|||||

SON: **QUINIENTOS NOVENTA MIL PESOS MONEDA CORRIENTE**

Responsable:

Recibo de Caja Aplicado al Expediente No. _____

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO



No. 12-176805- -00000-0000

Fecha: 2012-10-08 16:28:37	Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra 2 PATENTES	Eve: 1 REGDEPOSITO
Act. 411 PRESENTACION	Folios: 95

Tra. 2 PATENTES

Dep. 2020 DIR. NUEVA
Fve: 1 REGDEPOSITO

Act. 411 PRESENTACION

Folios: 95

Sede Centro: Carrera 13 No. 27 - 00 Pisos 3,4,5 y 10 Bogotá, D.C.- Colombia

Web: www.sic.gov.co e-mai: info@sic.gov.co Conmutador: (571) 5870000 Fax: (571) 5870284 Línea: 018000-910165 Call Center: (571) 6513240

, Octubre 8 de 2012 - 16:01:46

94

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
NIT : 800.176.089-2
-/-

 Industria y Comercio SUPERINTENDENCIA	RECIBO DE CAJA	No. 12 - 105777
		Bogotá D.C., Octubre 08 de 2012 - 16:01:41

RECIBIDO DE : POSSE HERRERA & RUIZ S.A. NI 830.022.196

*** Soporte del Pago ***					
TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PAGO	VR. PAGO
CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	495408325	08/10/2012	9.955.000.00

*** Conceptos Pagados ***			
CANT. RENTISTICO	CONCEPTO	Vr. UNDITARIO	Vr. CONCEPTO
16 50005-01-01 SOLICITUDES	1607 REIVINDICACION UNITARIA ADICIONAL A LAS 10 INICIALES	30.000.00	480.000.00
			\$480.000.00
=====			

SON: **CUATROCIENTOS OCHENTA MIL PESOS MONEDA CORRIENTE**

Responsable: _____

Recibo de Caja Aplicado al Expediente No. _____

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO



No. 12-176805- -00000-0000

Fecha: 2012-10-08 16:28:37 Dep. 2020 DIR NUEVASCR
Tra. 2 PATENTES Eve: 1 REGDEPOSITO
Act. 411 PRESENTACION Folios: 95

Sede Centro: Carrera 13 No. 27 - 00 Pisos 3,4,5 y 10 Bogotá, D.C.- Colombia

Web: www.sic.gov.co e-mai: info@sic.gov.co Conmutador: (571) 5870000 Fax: (571) 5870284 Línea: 018000-910165 Call Center: (571) 6513240

, Octubre 8 de 2012 - 16:01:46

915

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO NIT : 800.176.089-2 - / -					
 Industria y Comercio SUPERINTENDENCIA	RECIBO DE CAJA			No. 12 - 105778	
				Bogotá D.C., Octubre 08 de 2012 - 16:01:41	
RECIBIDO DE : POSSE HERRERA & RUIZ S.A.				NI 830.022.196	
*** Soporte del Pago ***					
TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PAGO	VR. PAGO
CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	495408325	08/10/2012	9.955.000.00
*** Conceptos Pagados ***					
CANT. RENTISTICO	CONCEPTO			Vr. UNDITARIO	Vr. CONCEPTO
1 50005-01-01 SOLICITUDES	82 INVOCACION DE UNA PRIORIDAD EN NUEVAS CREACIONES			170.000.00	170.000.00
					\$170.000.00
=====					
SON: **CIENTO SETENTA MIL PESOS MONEDA CORRIENTE***					
Responsable: _____					
Recibo de Caja Aplicado al Expediente No. _____					
SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO  No. 12-176805- -00000-0000 Fecha: 2012-10-08 16:28:37 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR Tra. 2 PATENTES Eve: 1 REGDEPOSITO Act. 411 PRESENTACION Folios: 95					
Sede Centro: Carrera 13 No. 27 - 00 Pisos 3,4,5 y 10 Bogotá, D.C.- Colombia Web: www.sic.gov.co e-mai: info@sic.gov.co Conmutador: (571) 5870000 Fax: (571) 5870284 Línea: 018000-910165 Call Center: (571) 6513240 Octubre 8 de 2012 - 16:01:46					



No. 12-176805- -00000-0000

Fecha: 2012-10-08 16:28:37 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 2 PATENTES Eve: 1 REGDEPOSITO
Act. 411 PRESENTACION Folios: 95

PATENTE DE INVENCION



MODELO DE

☒	Indicación que se solicita una patente.
☒	Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
☒	Descripción de la invención
☒	Dibujos de ser estos pertinentes
☒	Comprobante de pago de las tasas establecidas (De ser el caso formato de descuento)
Completa	☐
Incompleta	☐

PATENTE DE INVENCION PCT



MODELO DE UTILIDAD PCT



Art.33 Decisión 486/00, Circular Única

☐	Indicación que se solicita una PCT
☐	Copia de la solicitud en español, tal como fue presentada inicialmente (capítulo descriptivo, reivindicatorio, resumen)
☐	Dibujos de ser estos pertinentes
☐	Comprobante de pago de las tasas establecidas (de ser el caso formato de descuento)
Completa	☐
Incompleta	☐

DISEÑO INDUSTRIAL



(Art. 119 Decisión 486/00)

☐	Indicación que se solicita Diseño industrial
☐	Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
☐	Representación gráfica y fotográfica del Diseño industrial o muestra del material que incorpora el diseño
☐	Comprobante de pago de las tasas establecidas
Completa	☐
Incompleta	☐

ESQUEMA DE TRAZADO



(Art. 92 Decisión 486/00)

☐	Indicación que se solicita un esquema de trazado
☐	Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
☐	Representación gráfica de un esquema de trazado
☐	Comprobante de pago de las tasas establecidas
Completa	☐
Incompleta	☐