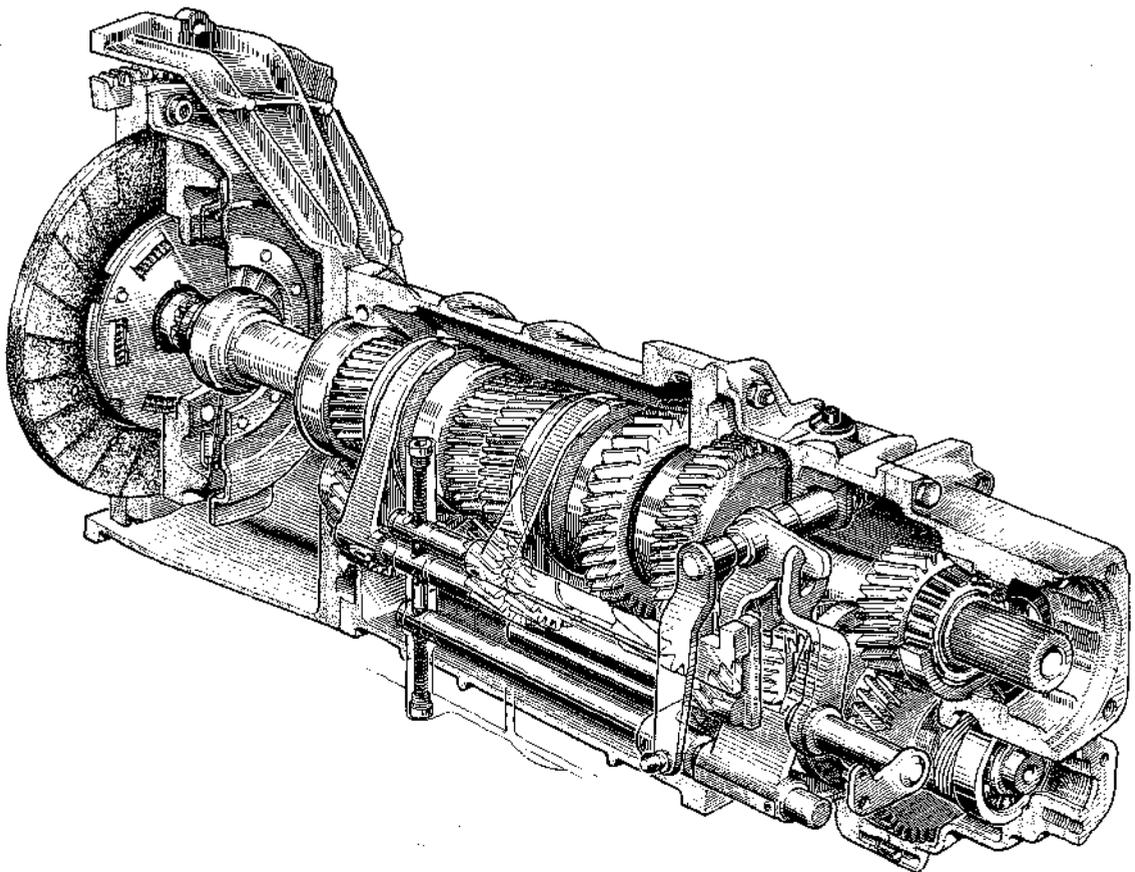


## 2. Estudio de la caja de cambios



## OBJETIVOS

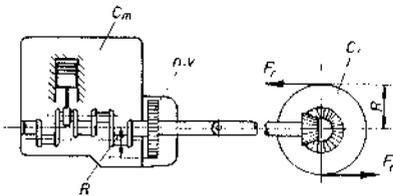
- Comprender la necesidad de la caja de cambios en un vehículo.
- Familiarizar al alumno con las distintas cajas de cambio empleadas en la actualidad.
- Conocer la constitución y funcionamiento de las mismas.
- Estudiar los engranajes y sus relaciones de transmisión.
- Determinar cómo se calculan las relaciones de desmultiplicación en una caja de cambios, en función de la potencia del motor y el movimiento del vehículo.
- Establecer las averías que pueden producirse en las cajas de cambio y la comprobación y reparación de las mismas.

## EXPOSICIÓN DEL TEMA

### 2.1 Misión de la caja de cambios

La *caja de cambios* es un elemento de transmisión que se interpone entre el motor y las ruedas para modificar el número de revoluciones de las mismas e invertir el sentido de giro cuando las necesidades de la marcha así lo requieran. Actúa, por tanto, como *transformador de velocidad* y *convertidor mecánico de par*.

Como el par motor se transmite a las ruedas y origina en ellas una fuerza de impulsión que vence la resistencia que se opone al movimiento, la potencia transmitida debe ser igual, en todo momento, a la potencia absorbida en llanta; es decir:



$$W_t = \frac{C_m \cdot n}{716,2} = \frac{C_r \cdot n_1}{716,2}$$

$$C_m \cdot n = C_r \cdot n_1$$

[2.1]

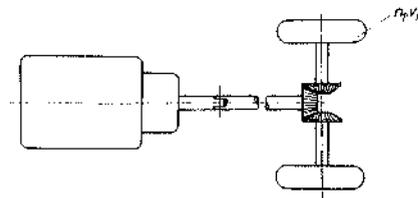


Fig. 2.1 Transmisión directa.

- $C_m$  = par desarrollado por el motor
- $C_r$  = par resistente en las ruedas
- $n$  = número de revoluciones en el motor
- $n_1$  = número de revoluciones en las ruedas

Si no existiera caja de cambios (fig. 2.1) el número de revoluciones del motor ( $n$ ) se transmitiría íntegramente a las ruedas ( $n = n_1$ ), con lo cual el par a desarrollar por el motor ( $C_m$ ) sería igual al par resistente en las ruedas ( $C_r$ ).

Según esto, si en un momento dado el par resistente aumentara, habría que aumentar igualmente la potencia del motor para mantener la igualdad  $C_r = C_m$ . En tal caso, se debería contar con un motor de una potencia exagerada, capaz de absorber en cualquier circunstancia los diferentes regímenes de carga que se originan en las ruedas durante un desplazamiento.

La caja de cambios, por tanto, se dispone en los vehículos para obtener, por medio de engranajes, el par motor necesario en las diferentes condiciones de marcha, aumentando el par de salida a cambio de reducir el número de revoluciones en las ruedas. Con la caja de cambios se logra mantener, dentro de unas condiciones óptimas, la potencia desarrollada por el motor.

### 2.2 Relación de transmisión

Según la expresión [2.1], los *pares de transmisión* son *inversamente proporcionales al número de revoluciones*:

$$\frac{C_r}{C_m} = \frac{n}{n_1} = R_c$$

[2.2]

Por tanto, la relación ( $n/n_1$ ) es la desmultiplicación que hay que aplicar en la caja de cambios para obtener el aumento de par necesario en las ruedas, que está

en función de los diámetros de las ruedas dentadas que engranan entre sí o del número de dientes de las mismas.

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 1

Un motor de 90 CV al freno que gira a 5 000 r. p. m., tiene que vencer un par resistente en las ruedas de 46,4 kgf · m. Calcular el número de revoluciones obtenidas en las ruedas para mantener la potencia constante y la relación que debe tener la caja de cambios para obtener el par necesario en las mismas.

*Solución:*

El par transmitido por el motor es:

$$C_m = \frac{716,2 \cdot W_f}{n} = \frac{716,2 \times 90}{5\,000} = 12,9 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Según la expresión [2.2] el número de revoluciones en las ruedas es:

$$n_1 = \frac{C_m \cdot n}{C_r} = \frac{12,9 \times 5\,000}{46,4} = 1\,390 \text{ r. p. m.}$$

La relación de la caja de cambios que debe acoplarse es:

$$R_c = \frac{n}{n_1} = \frac{5\,000}{1\,390} = 3,59$$

$$R_c = 3,59/1$$

La relación de desmultiplicación ( $R_c$ ) puede calcularse también en función de la velocidad del vehículo y la fuerza de impulsión que es preciso aplicar en el desplazamiento para mantener la potencia del motor.

Como se sabe, el trabajo desarrollado por un móvil en movimiento es:

$$T = F \cdot e$$

y también:

$$W = \frac{T}{t} = \frac{F \cdot e}{t} = F \cdot v$$

Por tanto, para una misma potencia en diversas condiciones de marcha se tiene:

$$W_f = F_{i_1} \cdot v_1 = F_{i_2} \cdot v_2 = F_{i_3} \cdot v_3 \dots$$

de donde se deduce que las *velocidades a desarrollar son inversamente proporcionales a las fuerzas de impulsión aplicadas a las ruedas durante el desplazamiento:*

$$\boxed{\frac{F_{i_2}}{F_{i_1}} = \frac{v_1}{v_2} = R_c} \quad [2.3]$$

## EJEMPLO RESUELTO

### Problema 2

Un vehículo que circula a 80 km/h desarrolla una potencia en las ruedas de 60 CV. Al subir una pendiente su par resistente aumenta en un 60 %. Calcular la velocidad del vehículo en la cuesta y la relación de desmultiplicación que se debe acoplar.

**Solución:**

La velocidad del vehículo en m/s es:

$$v = \frac{80 \times 1\,000}{3\,600} = 22,2 \text{ m/s}$$

La fuerza de impulsión en marcha normal vale:

$$F_1 = \frac{W_f}{v} = \frac{60 \times 75}{22,2} = 202,7 \text{ kgf}$$

La fuerza resistente en la pendiente vale, según el enunciado:

$$F_r = F_1 + 0,6 \cdot F_1 = 202,7 + 0,6 \times 206,7 = 324,3 \text{ kgf}$$

Por tanto, la velocidad de las ruedas se reduce a:

$$v_1 = \frac{W_f}{F_r} = \frac{60 \times 75}{324,3} = 13,88 \text{ m/s}$$

La relación de desmultiplicación que debe acoplarse es:

$$R_c = \frac{v}{v_1} = \frac{22,2}{13,88} = 1,6$$

$$R_c = 1,6/1$$

### 2.3 Cálculo de velocidades para una caja de cambios

Para calcular las distintas relaciones de desmultiplicación que se deben acoplar en una caja de cambios, hay que establecer las mismas en función del par máximo transmitido por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas. Para ello, basta representar en un sistema de ejes coordenados (fig. 2.2A) las revoluciones máximas del motor, que están relacionadas directamente con la velocidad obtenida en las ruedas en función de su diámetro y la reducción efectuada en el puente.

Siendo  $n$  el número de revoluciones máximas del motor y  $n_1$  el número de revoluciones al cual se obtiene el par de transmisión máximo del motor (par motor máximo), dentro de ese régimen deben establecerse las sucesivas desmultiplicaciones en la caja de cambios. Entre estos dos límites ( $n$  y  $n_1$ ) se obtiene el régimen máximo y mínimo en cada desmultiplicación para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.

Según esto, las desmultiplicaciones que hay que aplicar a la caja de cambios obtenidas del diagrama (fig. 2.2A) son las siguientes:

<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>
1ª velocidad = $\frac{v_5}{v_2}$	1ª velocidad = $\frac{v_4}{v_1}$
2ª velocidad = $\frac{v_5}{v_3}$	2ª velocidad = $\frac{v_4}{v_2}$
3ª velocidad = $\frac{v_5}{v_4}$	3ª velocidad = $\frac{v_4}{v_3}$
4ª velocidad = $\frac{v_5}{v_5}$	3ª velocidad = $\frac{v_4}{v_4}$

Los trazos gruesos indican las zonas de máxima y mínima velocidad en cada desmultiplicación, funcionando el motor dentro de su régimen de máximo rendimiento.

$v_5$  = velocidad máxima para  $n$  revoluciones

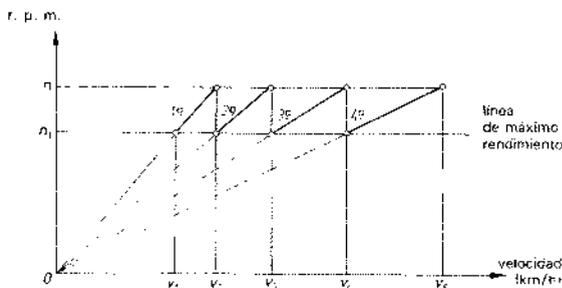


Fig. 2.2A Diagrama para el cálculo de velocidades en la caja de cambios.

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 3

Un motor, cuya potencia máxima se obtiene a 6 000 r. p. m., está acoplado a un vehículo que alcanza una velocidad en directa de 120 km/h y que transmite su par máximo a 4 000 r. p. m. Calcular las relaciones de desmultiplicación que se deben colocar en la caja de cambios para obtener el máximo rendimiento del motor.

#### Solución:

Llevando los datos obtenidos en el motor y la velocidad alcanzada por el vehículo a un sistema de ejes coordenados, se obtiene (fig. 2.2B):

$$1^{\text{a}} \text{ velocidad} = 120/38 = 3,16/1$$

$$2^{\text{a}} \text{ velocidad} = 120/55 = 2,18/1$$

$$3^{\text{a}} \text{ velocidad} = 120/80 = 1,5/1$$

$$4^{\text{a}} \text{ velocidad} = 120/120 = 1/1$$

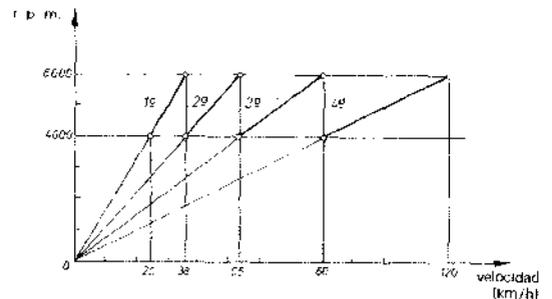
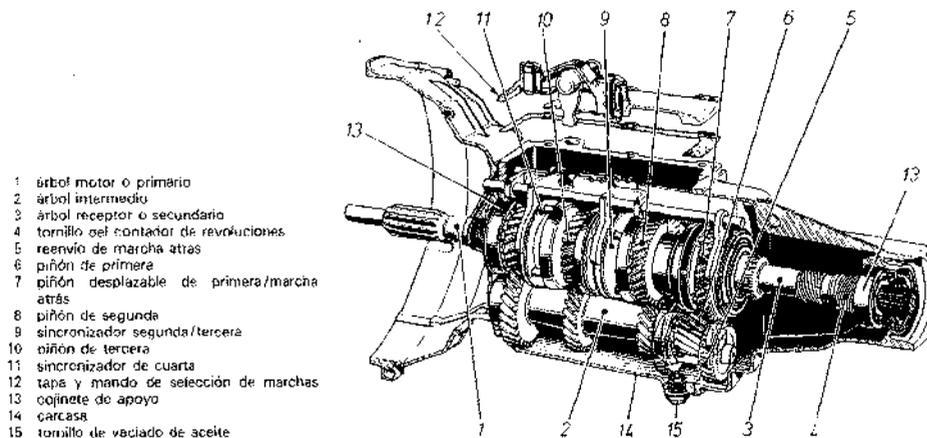


Fig. 2.2B

## 2.4 Caja de cambios de engranajes paralelos

Esta caja de cambio es la más utilizada en la actualidad para vehículos de serie, por su sencillo diseño y funcionamiento.

Está constituida (fig. 2.3A) por una serie de piñones de acero al carbono, que se obtienen por estampación en forja y sus dientes tallados en máquinas especiales, con un posterior tratamiento de temple y cementación para obtener la máxima dureza y resistencia al desgaste.



- 1 árbol motor o primario
- 2 árbol intermedio
- 3 árbol receptor o secundario
- 4 tornillo del contador de revoluciones
- 5 reenvío de marcha atrás
- 6 piñón de primera
- 7 piñón desplazable de primera/marcha atrás
- 8 piñón de segunda
- 9 sincronizador segunda/tercera
- 10 piñón de tercera
- 11 sincronizador de cuarta
- 12 tapa y mando de selección de marchas
- 13 cojinete de apoyo
- 14 carcasa
- 15 tornillo de vaciado de aceite

Fig. 2.3A Caja de cambios sincronizada.

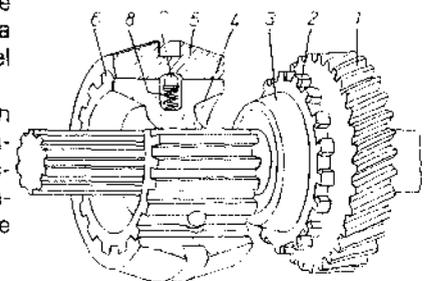
Estos piñones, acoplados en pares de transmisión, van montados sobre unos árboles paralelos (1), (2) y (3) que se apoyan sobre cojinetes (13) en el interior de una carcasa (14), que suele ser de fundición gris o aluminio y sirve de alojamiento a los piñones y demás dispositivos de accionamiento, así como de recipiente para el aceite de lubricación de los mismos.

Los piñones, engranados en toma constante para cada par de transmisión, son de dientes helicoidales, que permiten un funcionamiento más silencioso y una mayor superficie de contacto, con lo cual, al ser menor la presión que sobre ellos actúa, se reduce el desgaste en los mismos. Los números de dientes del piñón conductor y del conducido son primos entre sí, para repartir el desgaste por igual entre ellos y evitar vibraciones en su funcionamiento.

### 2.4.1 Funcionamiento y relación de engranajes

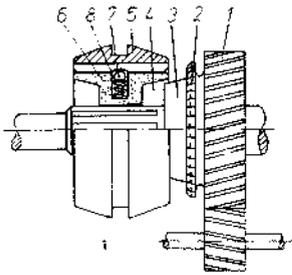
En estas cajas, actualmente sincronizadas, el acoplamiento entre cada par de transmisión se obtiene por desplazamiento de un dispositivo llamado *sincronizador* (fig. 2.3B) montado sobre el estriado del árbol secundario.

Cuando se selecciona una velocidad, se desplaza axialmente el sincronizador, cuya boia (7) y muelle fiador (8) hacen desplazar el conjunto hasta su acoplamiento



- 1 engranaje
- 2 dentado piñón de arrastre
- 3 cono de acoplamiento
- 4 cono interior del desplazable
- 5 desplazable
- 6 piñón interior
- 7 boia del fiador
- 8 muelle del fiador

Fig. 2.3B Sincronizador.



con el piñón correspondiente (fig. 2.3C), que gira loco en su eje por el movimiento que recibe del árbol intermedio. El acoplamiento de los conos de fricción (3) y (4) hace que las velocidades de giro entre piñón y árbol se igualen, acoplándose el dentado del desplazable (5) con el piñón de arrastre (2). Entonces la transmisión se realiza desde el piñón intermedio (9) al piñón secundario (1) y de éste al sincronizador que da movimiento al árbol secundario (10) a través de su estriado (11).

Según el par de transmisión seleccionado por acoplamiento del sincronizador correspondiente (fig. 2.4A), se obtienen las distintas velocidades en la caja de cambios, cuyo movimiento se transmite desde el primario al árbol intermedio y de éste al árbol secundario, a través del sincronizador acoplado en la velocidad seleccionada. La relación obtenida en cada par de piñones engranados viene dada por la fórmula:

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{\text{piñón conducido}}{\text{piñón conductor}} \quad [2.4]$$

y está en función del número de dientes de los piñones acoplados.

Fig. 2.3C Posiciones del sincronizador: 1, desacoplado; 2, acoplado.

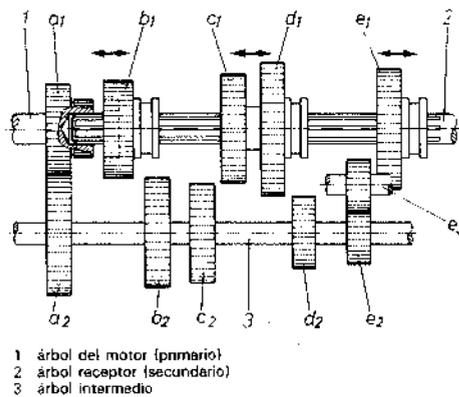
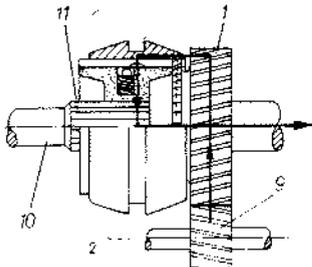


Fig. 2.4A Esquema de una caja de cambios.

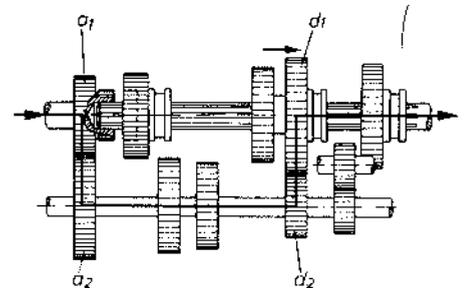


Fig. 2.4B Acoplamiento en la primera velocidad.

— Primera velocidad.

Se obtiene (fig. 2.4B) por la desmultiplicación constante entre el primario ( $a_1$ ) y el piñón intermedio ( $a_2$ ), con la obtenida al acoplar el par de engranes correspondientes a esta velocidad ( $d_1$  y  $d_2$ ), resultando:

$$R_c \text{ en } 1^\circ \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} \quad [2.5A]$$

— Segunda velocidad

Por la misma razón, se obtiene al acoplar los piñones ( $c_1$  y  $c_2$ ) (fig. 2.4C), resultando:

$$R_c \text{ en } 2^\circ \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{c_1}{c_2} \quad [2.5B]$$

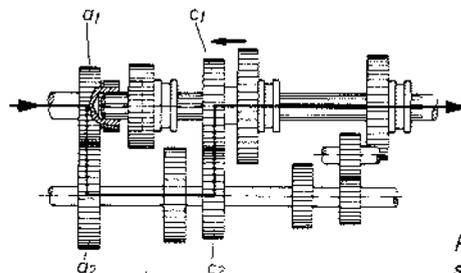


Fig. 2.4C Acoplamiento en la segunda velocidad.

— Tercera velocidad.

Se obtiene (fig. 2.4D) por desplazamiento del sincronizador correspondiente para el acoplamiento sobre el árbol secundario de los piñones ( $b_1$  y  $b_2$ ), resultando:

$$R_c \text{ en } 3^{\text{a}} \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{b_1}{b_2} \quad [2.5C]$$

— Directa.

Se logra (fig. 2.4E) por el acoplamiento directo del árbol secundario con el árbol primario a través del sincronizador de 3ª y 4ª, con lo que, al no existir reducción por pares de engranajes, se obtienen a la salida de la caja de cambios las mismas revoluciones del motor, resultando:

$$R_c \text{ en directa} = 1/1 \quad [2.5D]$$

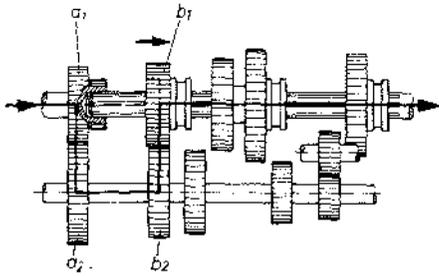


Fig. 2.4D Acoplamiento en la tercera velocidad.

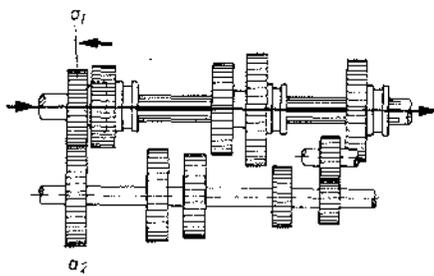


Fig. 2.4E Acoplamiento en directa.

— Marcha atrás.

Se obtiene por acoplamiento con el par correspondiente (fig. 2.4F) de un piñón adicional ( $e_3$ ) que gira loco en su eje y cuya misión es invertir el giro, no efectuando reducción alguna, resultando:

$$R_c \text{ en marcha atrás} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_3}{e_2} \cdot \frac{e_1}{e_3} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_1}{e_2} \quad [2.5E]$$

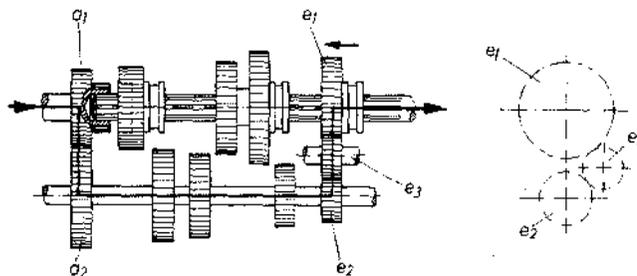


Fig. 2.4F Acoplamiento de marcha atrás.

## EJERCICIOS RESUELTOS

### Problema 4

Se supone que la caja de cambios representada en la figura 2.4A está constituida por unos pares de engranajes cuyo número de dientes en sus piñones es de:

$$\begin{array}{lllll} a_1 = 17 & b_1 = 26 & c_1 = 29 & d_1 = 35 & e_1 = 31 \\ a_2 = 23 & b_2 = 21 & c_2 = 17 & d_2 = 13 & e_2 = 13 \\ & & & & e_3 = 15 \end{array}$$

Con estos datos se pide hallar las relaciones de desmultiplicación que se producen.

$$1.^{\circ} \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} = \frac{23}{17} \times \frac{35}{13} = \frac{3,64}{1}$$

$$2.^{\circ} \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{c_1}{c_2} = \frac{23}{17} \times \frac{29}{17} = \frac{2,31}{1}$$

$$3.^{\circ} \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{b_1}{b_2} = \frac{23}{17} \times \frac{26}{21} = \frac{1,67}{1}$$

$$4.^{\circ} \text{ velocidad (directa)} = 1/1$$

$$\text{Marcha atrás} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_1}{e_2} = \frac{23}{17} \times \frac{31}{13} = \frac{3,23}{1}$$

### Problema 5

La caja del ejercicio anterior se acopla a un vehículo cuyo motor de 60 CV desarrolla su par máximo a 4 000 r. p. m. y lleva montadas unas ruedas de 70 cm de diámetro. La reducción del puente es de 35/6. Se desea calcular:

1.º El par máximo que se obtiene en la transmisión a la salida de la caja de cambios y en las ruedas propulsoras.

2.º La velocidad desarrollada por el vehículo en cada reducción de la caja de cambios.

*Solución:*

El par máximo obtenido en el volante motor es de:

$$C_m = \frac{W_f \cdot 716,2}{n} = \frac{60 \times 716,2}{4\,000} = 10,74 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

El par máximo obtenido a la salida de la caja de cambios corresponde a la 1.º velocidad, por ser la mayor reducción obtenida.

$$C'_m = C_m \cdot R_c = 10,74 \times 3,64 = 39,1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

y teniendo en cuenta la reducción en el puente, el par obtenido en las ruedas es:

$$C''_m = C'_m \cdot R_p = 39,1 \times \frac{35}{6} = 228,1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

La velocidad del vehículo en km/h es de:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot 60}{10^5 \cdot R_c \cdot R_p}$$

Por tanto, la velocidad en directa es igual a:

$$v_d = \frac{3,14 \times 70 \times 4\,000 \times 60}{10^5 \times 1 \times \frac{35}{6}} = 90,43 \text{ km/h}$$

Teniendo en cuenta las desmultiplicaciones en la caja, resulta para las restantes velocidades:

$$v_{1.º} = \frac{v_d}{R_{c\,1.º}} = \frac{90,43}{3,64} = 24,84 \text{ km/h}$$

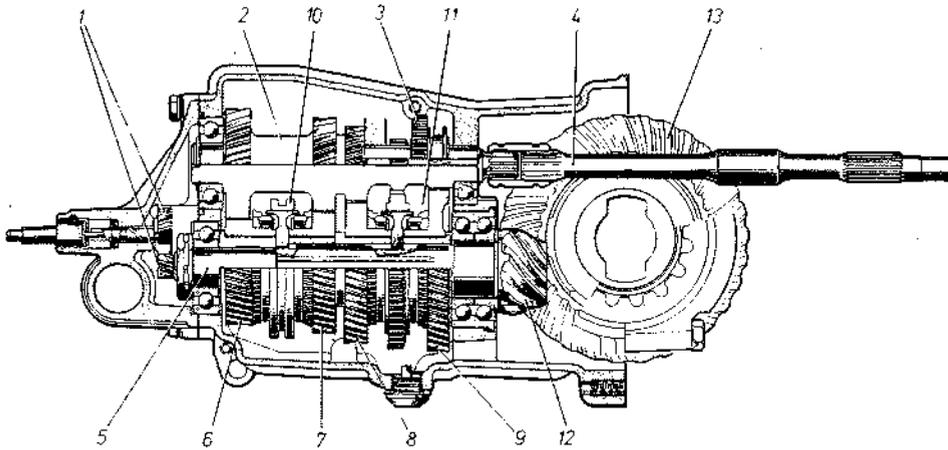
$$v_{2.º} = \frac{v_d}{R_{c\,2.º}} = \frac{90,43}{2,31} = 39,17 \text{ km/h}$$

$$v_{3.º} = \frac{v_d}{R_{c\,3.º}} = \frac{90,43}{1,67} = 54,15 \text{ km/h}$$

$$v_{MA} = \frac{v_d}{R_{c\,MA}} = \frac{90,43}{3,23} = 28 \text{ km/h}$$

### 2.4.2 Caja de cambios simplificada

Muchos de los vehículos modernos están montados con *tracción directa a las ruedas*; o sea, con motor y propulsión trasera o motor y tracción delantera. En estos casos, la caja de cambios ataca directamente al sistema diferencial de las ruedas (fig. 2.5).



- |                                |                           |
|--------------------------------|---------------------------|
| 1 piñones del cuentakilómetros | 7 piñón de tercera        |
| 2 árbol principal              | 8 piñón de segunda        |
| 3 piñón de marcha atrás        | 9 piñón de primera        |
| 4 árbol de entrada             | 10 y 11 sincronizadores   |
| 5 árbol secundario             | 12 piñón del diferencial  |
| 6 piñón de cuarta              | 13 corona del diferencial |

Fig. 2.5 Caja de cambios simplificada.

Está constituida por un tren de engranajes solidario al árbol primario (2) en toma constante con los piñones del árbol secundario (5), eliminando así el árbol intermedio. El movimiento se transmite desde el árbol primario al secundario, por medio de los cubos de sincronización (10) y (11) montados en este árbol, cuyo funcionamiento ya se ha estudiado. En este árbol secundario va montado el piñón de ataque (12) que engrana con la corona del diferencial (13) que da movimiento a las ruedas.

Este tipo de caja tiene la ventaja, además de su simplicidad —menor volumen y peso—, que la relación en directa se puede adaptar a las revoluciones que se deseen, al obtenerse por el acoplamiento de dos piñones. Suele fabricarse con una tercera velocidad muy próxima a la directa y una cuarta con un número de revoluciones superior a las del motor, con lo cual resulta una *superdirecta*.

### 2.4.3 Mandos de la caja de cambios

El desplazamiento de los cubos sincronizadores (4) para seleccionar las velocidades se realiza por medio de unas *horquillas* (3), acopladas a estos cubos (fig. 2.6) y sujetas a unas varillas (2) que se mueven impulsadas por la *palanca de cambios* (1).

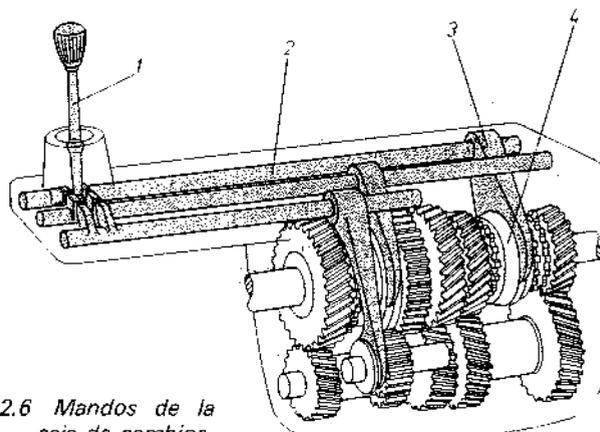
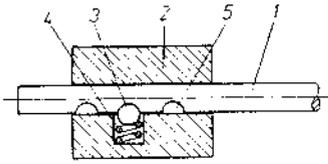


Fig. 2.6 Mandos de la caja de cambios.



Para evitar que las velocidades puedan salirse y permanezcan fijas en el lugar seleccionado, el mecanismo de mando situado en la tapa de la caja de cambios (fig. 2.7A) lleva un sistema de enclavamiento, a base de bolas de acero (3) y muelles (4) (fig. 2.7B), situados en un alojamiento de la tapa (2) y que presionan sobre unas escotaduras (5) practicadas en las varillas (1) que las mantienen fijas en su soporte por la presión que ejercen los muelles sobre la bola.

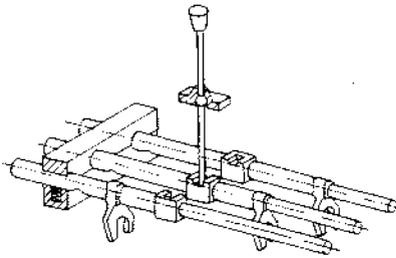
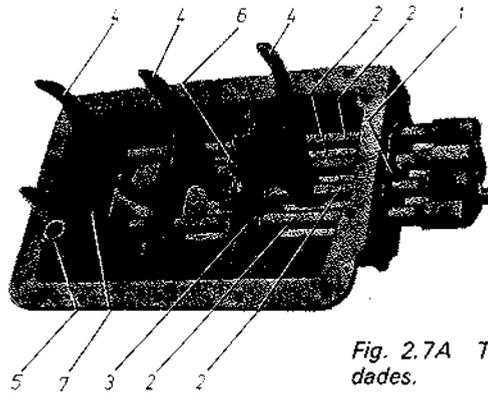


Fig. 2.7B Varillas de mando y detalle del enclavamiento.



- 1 placa de cierre ejes de horquillas
- 2 ejes de mando de las horquillas
- 3 alojamiento de retención de los ejes de horquillas
- 4 horquillas selectoras
- 5 palanca de mando marcha atrás
- 6 chapa de retención de muelles
- 7 canal de engrase

Fig. 2.7A Tapa y mandos de selección de velocidades.

Para seleccionar las velocidades correctamente y evitar la selección de una velocidad cuando otra esté metida, se coloca un dispositivo en la palanca de cambios. Éste consiste en una placa selectora (fig. 2.8), de forma que, para pasar de una velocidad a otra que no corresponda al mismo sincronizador, hay que pasar por punto muerto, lo que hace desacoplar la velocidad que estaba metida.

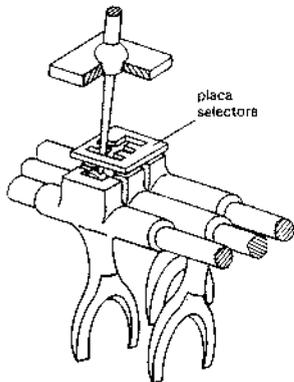
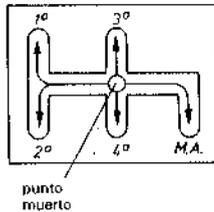


Fig. 2.8 Placa selectora y detalle de montaje.

#### 2.4.4 Averías y comprobaciones en la caja de cambios

Los defectos o anomalías más frecuentes en las cajas de cambio, son los siguientes:

1. **Ruidos extraños.** Éstos pueden producirse por:
  - Engranés desgastados.
  - Cojinetes de apoyo con holgura.
  - Descentrado de los ejes.
  - Suciedad o residuos metálicos en el interior de la caja.
  - Falta de nivel de aceite.
2. **Dureza en la selección de velocidades.** Puede producirse por:
  - Endurecimiento de las varillas desplazables.
  - Suciedad en ellas.
  - Rotura de los muelles de enclavamiento.
  - Mal reglaje del embrague.
3. **Desengrane de las velocidades.** Se produce por desgaste o rotura de los muelles fiadores de los desplazables.
4. **Velocidades que rascan.** La causa es el desgaste del sincronizador correspondiente.
5. **Pérdidas de aceite.** Éstas se producen por lo siguiente:
  - Excesivo nivel del mismo.
  - Juntas o retenes en mal estado.

Cualquiera de estos casos da lugar al desmontaje de la caja de cambios para su comprobación y reparación correspondiente. Al desmontarla se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Vaciar el aceite.
- Marcar la posición de todas sus piezas, para montarlas posteriormente en el lugar correspondiente.
- Limpiar cuidadosamente todos sus elementos.

6. *Comprobaciones a realizar.* Son las siguientes:

- Comprobación de grietas en la carcasa.
- Desgaste en asiento de cojinetes.
- Holgura de rodamientos, que deben ser inferiores a 0,4 mm en sentido axial y 0,04 mm en sentido radial.
- Alineación de los trenes de engranajes, medidos entre puntos con un comparador. Descentrado máximo admisible 0,02 mm.
- Juego de acoplamiento entre engranajes. Para ello se hace girar juntamente y se pintan los flancos de los dientes para ver que el contacto se realiza en casi toda la superficie de los mismos. El juego máximo de acoplamiento debe ser de 0,2 mm. Si es superior se cambian los dos engranajes a la vez; nunca uno solo.
- Holgura de los desplazables en sus guías.
- Superficie de los conos de acoplamiento y engranes de los mismos en buen estado y sin desgaste apreciable.
- Las horquillas de mando no deben presentar deformaciones de ningún tipo.
- Los muelles y bolas fiadoras deben estar en perfecto estado.

Una vez comprobados sus elementos y sustituidas las piezas necesarias, se procede a su montaje, teniendo especial cuidado en colocar cada elemento en su sitio, lubricando con aceite las piezas a medida que se van acoplando y cuidando las tolerancias de montaje.

Una vez montada, se comprueba su perfecto funcionamiento haciéndola rodar en el banco de pruebas, verificando que todas las velocidades engranan suavemente y están exentas de ruidos.

El entretenimiento de una caja de cambios consiste simplemente en la revisión periódica de su nivel de aceite y el cambio del mismo cada 10 000 km.

#### 2.4.5 *Aceites lubricantes para cajas de cambios*

Para la lubricación de engranajes en las cajas de cambios y puentes traseros se emplean aceites minerales clasificados dentro del grupo de las valvulinas SAE 80 y SAE 90, cuyas cualidades y características se determinan en la norma DIN 51 512.

##### 2.4.5.1 *Requisitos que deben cumplir*

Los *aceites lubricantes* empleados en cajas de cambios y puentes traseros tienen que formar una película consistente entre los flancos de los dientes en contacto, cuya misión es reducir el rozamiento entre ellos y el desgaste subsiguiente. Esta película debe ser resistente a la compresión, para evitar que se rompa con las intensas presiones de trabajo.

Además, han de servir de elemento refrigerador y, durante las elevadas temperaturas de funcionamiento, no han de perder su poder lubricante. Tienen que ser también resistentes al frío, con objeto de que, en invierno, sean posibles una perfecta lubricación y el arranque del vehículo.

Deben ser resistentes a la corrosión, no atacar las juntas ni presentar exagerada tendencia a la formación de espuma.

##### 2.4.5.2 *Aditivos para altas presiones*

Estos aceites llevan *diversos aditivos*, a base de azufre, cloro, plomo, fósforo, cinc y sus combinaciones. Estos productos proporcionan al aceite lubricante la necesaria resistencia a la compresión, de la que se hablaba en el apartado anterior.

Durante el funcionamiento, reaccionan químicamente por efecto de la temperatura y forman, sobre las superficies de rozamiento, una especie de capa de lubricante sólido que elimina, en parte, el roce entre ellas y proporciona gran suavidad de marcha.

##### 2.4.5.3 *Aceites hipoides*

En cajas de cambios dotadas de *engranajes de tipo hipoides* — como las de cambio y diferencial integrados — se emplean aceites que presentan condiciones especiales de lubricación.

Debido a la especial forma de ataque, los engranajes hipoides presentan mayores presiones en los dientes y una sollicitación especial de deslizamiento en los flancos. Por esta razón, se emplean aceites con aditivos especiales para altas presiones, del tipo anteriormente descrito.

#### 2.4.5.4 Aceites para rodaje de mecanismos hipoides

Los engranajes hipoides pueden tener pequeñas imprecisiones de forma en los dientes y también mínimas inexactitudes de montaje; a estos defectos hay que añadir posibles deformaciones en el temple que no pueden ser corregidas por rectificado posterior.

El contacto de los flancos de forma puntual y aislada significa una superficie portante o de apoyo excesivamente reducida, que trae consigo una presión exagerada sobre los dientes.

Para paliar estos inconvenientes, se emplean, durante cierto tiempo —llamado de rodaje— unos aceites con aditivos de características abrasivas que alisan los flancos de los dientes. Pasado el período de rodaje, el aceite de rodaje se sustituye por un aceite normal hipoide.

## 2.5 Engranajes epicicloidaes

Las cajas de cambio automáticas están basadas en la transmisión y reducción de movimiento a través de trenes de engranajes epicicloidaes, los cuales, como puede verse en la figura 2.9A, están formados por un piñón (A) llamado planetario que engrana con dos o tres piñones (B) llamados satélites. Estos piñones (B) llevan sus ejes de giro (3) unidos por medio de una placa (4) al árbol de transmisión (2) y engranan a su vez con una corona (C) dentada interiormente.

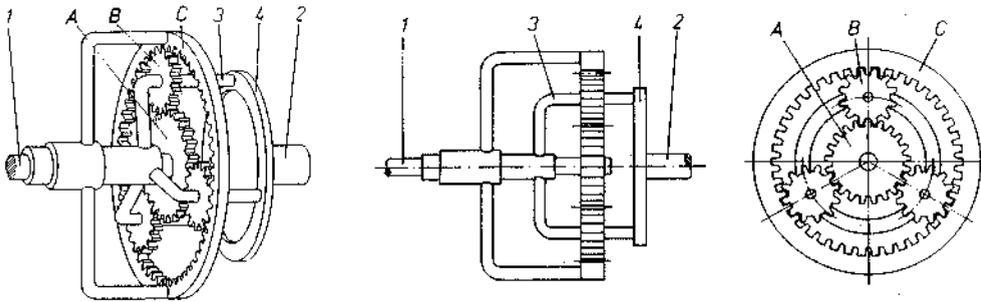


Fig. 2.9A Representación simplificada, en perspectiva y en vistas de un mecanismo planetario.

Estos tres componentes —planetario, satélites y corona— del tren epicicloidal pueden moverse libremente sin transmitir movimiento alguno, pero si se bloquea uno de los componentes, los restantes pueden girar, transmitiéndose el movimiento con la relación de transmisión resultante según la relación existente entre sus piñones. Si se bloquean dos de los componentes, el conjunto queda bloqueado, moviéndose todo el sistema a la velocidad de rotación recibida.

Mediante este sistema pueden conseguirse distintas reducciones, frenando y dando movimiento a los distintos componentes del tren epicicloidal. Si además, como ocurre en las cajas de cambio automáticas, se combinan varios trenes de engranajes con distintas reducciones entre ellos, se puede obtener una gama de velocidades que entran automáticamente al unir sus componentes de una forma fija o temporal, por medio de embragues de fricción y frenando el elemento correspondiente por medio de cintas de freno acopladas a las coronas.

### 2.5.1 Relación de transmisión en los trenes epicicloidaes

La fórmula de Willis determina las velocidades angulares obtenidas en un tren de engranajes epicicloidaes en función de sus tres componentes, relacionadas en la siguiente ecuación:

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_3 \cdot n_3 + z_1 \cdot n_1) \quad [2.6]$$

- $n_1$  = número de r. p. m. del planetario A
- $n_2$  = número de r. p. m. del eje de acoplamiento de los satélites B
- $n_3$  = número de r. p. m. de la corona C
- $z_1$  y  $z_3$  = número de dientes de la rueda planetaria y corona respectivamente

Teniendo en cuenta las distintas combinaciones que pueden realizarse en un tren de engranajes epicicloidaes, al bloquear uno de sus componentes y dando movimiento a cualquiera de los tres componentes se obtienen las relaciones de transmisión que se estudian seguidamente.

### 2.5.1.1 Planetario bloqueado

Para  $n_1 = 0$ , es decir, bloqueado el planetario (A) (fig. 2.9B), el movimiento de la corona (C) se transmite a los satélites (B) que ruedan sobre el planetario, produciendo un giro en el árbol de acoplamiento de los satélites del mismo sentido que la corona, con la reducción correspondiente. Al dar movimiento al eje de acoplamiento de los satélites, estos ruedan sobre el planetario (A) arrastrando en su giro a la corona (C), que se mueve en la misma dirección y con la multiplicación correspondiente.

Dando valores a la fórmula de Willis, la relación de transmisión y el número de revoluciones obtenidas para este acoplamiento, son las siguientes, para  $n_1 = 0$ :

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_3 \cdot n_3) = \frac{z_3 \cdot n_3}{z_3 + z_1}$$

De donde, para la corona (C) conductora y los satélites (B) conducidos:

$$\frac{n_3}{n_2} = 1 + \frac{z_1}{z_3} = R_1 \quad [2.7A]$$

$$n_2 = \frac{n_3}{R_1} \quad [2.7B]$$

y para los satélites (B) conductores y la corona (C) conducida:

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = R_2 \quad [2.7C]$$

$$n_3 = \frac{n_2}{R_2} \quad [2.7D]$$

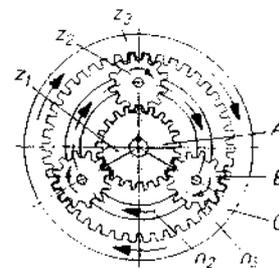


Fig. 2.9B Planetario bloqueado.

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 6

Un tren de engranajes epicicloidales está formado por una corona y un planetario con 90 y 50 dientes respectivamente. Calcular la relación de transmisión y el número de revoluciones obtenidas al bloquear el piñón planetario y dar movimiento a la corona o satélites, respectivamente, a un régimen de 3 000 r. p. m.

Solución:

Dando movimiento a la corona, la relación de transmisión obtenida es:

$$R_1 = 1 + \frac{z_1}{z_3} = 1 + \frac{50}{90} = 1 + 0,555 = 1,555$$

El número de revoluciones en el eje de satélites es igual a:

$$n_2 = \frac{n_3}{R_1} = \frac{3\,000}{1,555} = 1\,929,3 \text{ r. p. m.}$$

Dando movimiento a los satélites, la relación obtenida es:

$$R_2 = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = \frac{90}{90 + 50} = 0,643$$

con un número de revoluciones en la corona de:

$$n_3 = \frac{n_2}{R_2} = \frac{3\,000}{0,643} = 4\,665,6 \text{ r. p. m.}$$

### 2.5.1.2 Satélites bloqueados

Para  $n_2 = 0$ , bloqueado el eje porta-satélites (2) (fig. 2.9A), al dar movimiento al planetario (A), éste hace girar la corona (C) a través de los satélites (B) que giran sobre sus ejes, actuando de piñón intermedio entre ambos (fig. 2.9C). La corona, en este caso, gira en sentido contrario al producido por el planeta (A).

Dando movimiento a la corona (C), éste se transmite en las mismas condicio-

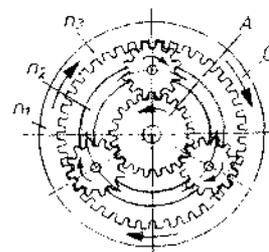


Fig. 2.9C Satélites bloqueados

nes al planeta (A), girando en sentido contrario a la corona. En este caso, la fórmula de Willis queda como sigue:

$$0 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_3 \cdot n_3 + z_1 \cdot n_1)$$

o sea

$$z_3 \cdot n_3 = -z_1 \cdot n_1$$

De donde, para (A) conductor y (C) conducida, se tiene:

$$R_3 = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1} \quad [2.8A]$$

$$n_3 = -\frac{n_1}{R_3} \quad [2.8B]$$

y para (C) conductora y (A) conducido, se tiene:

$$R_4 = \frac{n_3}{n_1} = -\frac{z_1}{z_3} \quad [2.8C]$$

$$n_1 = -\frac{n_3}{R_4} \quad [2.8D]$$

El signo (−) indica que el giro en la transmisión es de sentido contrario al giro motriz.

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 7

Calcular, con los datos del problema 5 y con los satélites bloqueados, las relaciones de transmisión y velocidades que se obtienen al dar movimiento al planetario o corona, respectivamente.

*Solución:*

1º Dando movimiento al planetario (A), la relación de transmisión y la velocidad obtenidas son:

$$R_3 = \frac{z_3}{z_1} = \frac{90}{50} = 1,8$$

$$n_3 = -\frac{n_1}{R_3} = -\frac{3\,000}{1,8} = -1\,666,7 \text{ r. p. m.}$$

2º Dando movimiento a la corona (C), la relación de transmisión y velocidad obtenidas son:

$$R_4 = \frac{z_1}{z_3} = \frac{50}{90} = 0,555$$

y

$$n_1 = -\frac{n_3}{R_4} = -\frac{3\,000}{0,555} = -5\,405,4 \text{ r. p. m.}$$

### 2.5.1.3 Corona bloqueada

Para  $n_3 = 0$ , bloqueada la corona (C), al dar movimiento al planetario (A), los satélites que se desplazan sobre la corona (C) giran en el mismo sentido que el planetario (fig. 2.9D). Dando movimiento a los satélites (B) a través de su árbol de acoplamiento, estos ruedan sobre la corona transmitiendo el giro al planeta (A) en la misma dirección. Por ser:  $n_3 = 0$ , en la fórmula de Willis, se tiene:

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_1 \cdot n_1) = \frac{z_1 \cdot n_1}{z_3 + z_1}$$

de donde, para (A) conductor y (B) conducidos, se tiene:

$$R_5 = \frac{n_1}{n_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad [2.9A]$$

$$n_2 = \frac{n_1}{R_5} \quad [2.9B]$$

y para (B) conductores y (A) conducido, se tiene:

$$R_6 = \frac{z_1}{z_3 + z_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad [2.9C]$$

$$n_1 = \frac{n_2}{R_6} \quad [2.9D]$$

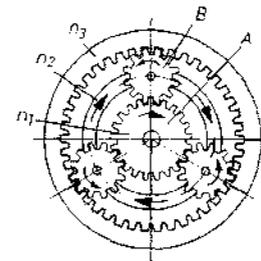
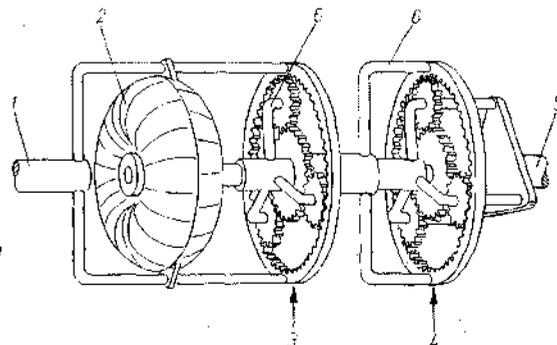


Fig. 2.9D Corona bloqueada.

### 2.5.1.4 Cambio planetario compuesto por dos o más juegos de planetarios

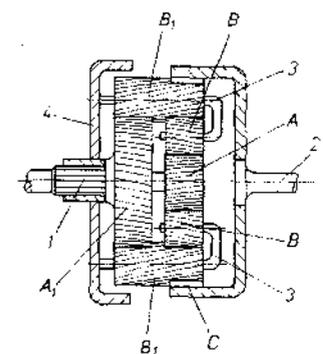
Se ha estudiado el mecanismo planetario en su forma más simple, es decir, cuando los engranajes están situados en un mismo plano (fig. 2.9A). Pero se considera de interés conocer el mecanismo planetario compuesto por *dos o más planetarios simples*, por ser este sistema el que se instala en las modernas cajas de velocidades de cambios automáticos.

Los sistemas planetarios pueden estar dispuestos, unos detrás de otros (figura 2.9E) o bien constituyendo un bloque cerrado (fig. 2.9F). Las dos formas se emplean en las cajas de velocidades de cambios automáticos, como se observará más adelante.



- 1 árbol motor
- 2 embrague hidráulico
- 3 y 4 tren de engranajes epicicloidales
- 5 árbol secundario de transmisión
- 6 soportes

Fig. 2.9E Mecanismo con dos sistemas planetarios.



- 1 árbol motor
- 2 árbol secundario receptor (salida de fuerza)
- 3 ejes de satélites
- 4 soporte de los ejes de los satélites
- A planetario primario
- A1 planetario secundario
- B satélite primario
- B1 satélite secundario
- C corona

Fig. 2.9F Mecanismo de cambio planetario.

## 2.6 Overdrive o supermarcha

Una de las aplicaciones de los trenes de engranajes epicicloidales es el mecanismo *overdrive* o *supermarcha* (fig. 2.10A). Este mecanismo acoplado a la salida de la transmisión o árbol secundario de las cajas de cambio de engranes paralelos, permite, a voluntad del conductor, obtener una supermarcha en la velocidad que se tenga engranada (generalmente en 2ª, 3ª y 4ª).

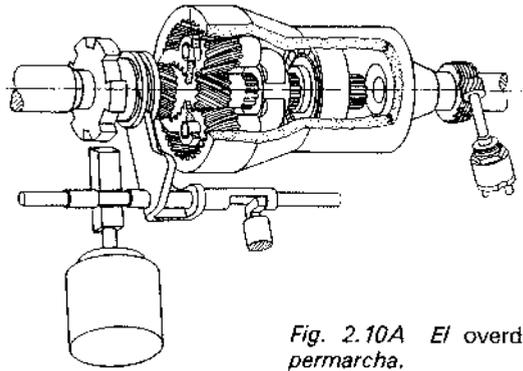


Fig. 2.10A El overdrive o supermarcha.

De esta forma se obtienen velocidades intermedias entre una y otra relación de desmultiplicación en la caja, muy convenientes para el rodaje con tráfico congestionado o en pendientes, donde una velocidad puede resultar corta y la inmediatamente superior larga. También se obtiene una *superdirecta*, que para circulación por terreno llano representa una gran ventaja, pues para una misma velocidad de crucero, el motor tiene que dar menos revoluciones, lo que se traduce en un ahorro de esfuerzo y consumo.

### 2.6.1 Constitución de la supermarcha

El conjunto está formado (fig. 2.10B), por un tren epicicloidal, con un planetario (1) de dos piñones (A y B) montado libremente sobre el árbol secundario (2) de la caja de cambios. Sobre el piñón (B) del planetario van montados los satélites (3) que reciben movimiento del árbol secundario (2) y que arrastran a la corona dentada (4) solidaria a los ejes de giro de los satélites. Sobre los satélites (3) va montada la corona (5) que forma cuerpo con la carcasa del mecanismo y que da movimiento al árbol de salida (6) de transmisión a las ruedas. El árbol secundario de la caja de cambios (2) con la corona (5) del tren epicicloidal, van montados sobre la rueda libre (7), para impedir el giro de la corona en sentido contrario.

Unidos al piñón (A) del planetario (1) van montados: el collarín (8), que sirve para el desplazamiento axial del planetario y el plato almenado (9), que sirve de trinquete para el mando automático del mecanismo *overdrive*.

### 2.6.2 Mandos del overdrive

El acoplamiento de la *supermarcha* se realiza a voluntad del conductor por medio (fig. 2.10C) de un tirador y cable de mando (a) situado sobre el cuadro de mandos al alcance del conductor. Este cable desplaza a la varilla (11) y la horquilla (10) acoplada al collarín (8). La puesta en funcionamiento es automática, por medio del interruptor (I) de accionamiento centrífugo que manda corriente al electroimán (E) y que desplaza al trinquete (12) acoplándolo al plato (9).

### 2.6.3 Funcionamiento

Cuando el conductor quiere dejar fuera de servicio el *mecanismo de supermarcha*, tira del cable (a) desplazando a la varilla (11) y la horquilla (10) en dirección

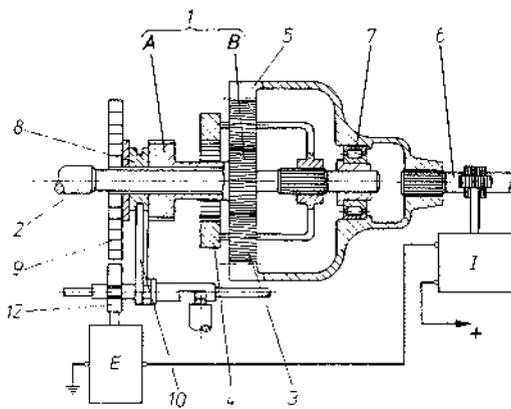


Fig. 2.10B Esquema del mecanismo de supermarcha.

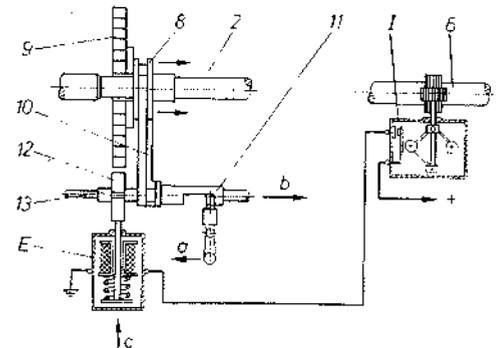


Fig. 2.10C Mandos del overdrive o supermarcha.

(b). Esta maniobra produce el desplazamiento axial del planetario (1) hacia la derecha (según la posición de la figura 2.10B), acoplando el piñón (A) con la corona (4) y haciendo solidarios el planeta (1) con los satélites (3) del tren epicicloidal. En estas condiciones se produce el bloqueo del sistema, con lo que el giro procedente de la caja de cambios se transmite íntegro al árbol de transmisión (6).

El desplazamiento de la varilla (11) por medio del resalte (13) bloquea el trinquete del electroimán, de forma que, aunque éste reciba corriente, no pueda desplazarse y deje libre el giro del planetario (1).

Para la puesta en funcionamiento de la supermarcha, se deja libre el sistema deshaciendo el bloqueo del piñón (A) con la corona (4) por medio del mando manual (a). En estas condiciones, el árbol (2) transmite el movimiento a los satélites (3) y a la corona (5) por medio del mecanismo de rueda libre (7), a la misma velocidad de giro y haciendo rodar al planetario (1) que gira libremente.

Cuando el árbol de transmisión (6), que hace girar al interruptor centrífugo (I), alcanza cierta velocidad (la calculada para el regulador), éste cierra el interruptor dejando pasar la corriente. El electroimán desplaza al trinquete (12) en la dirección (c) para bloquear la rueda dentada (9) y, por tanto, al planeta (1). En estas condiciones, los satélites (3) se desplazan girando sobre el planeta (1), transmitiendo el movimiento a la corona (5) que resulta multiplicado por la relación de transmisión. La multiplicación obtenida según la relación de transmisión en el tren epicicloidal es:

$$R_t = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = \frac{n_2}{n_3} \quad [2.10A]$$

con una velocidad de salida en el overdrive:

$$n_3 = \frac{n_2}{R_t} \quad [2.10B]$$

## 2.7 Caja de cambios automática (Hidra-Matic)

Esta caja de cambios (fig. 2.11A) de cuatro velocidades y marcha atrás, está formada por un *embrague hidráulico* y tres *trenes de engranajes epicicloidales* (I - II - III), que comunican el movimiento del motor al árbol de transmisión de forma automática y progresiva según la velocidad del vehículo.

La corona (C<sub>1</sub>) del tren de engranajes (I) (fig. 2.11B) es solidaria al volante de inercia (4) y recibe, por tanto, el movimiento directamente del motor. Los satélites (B<sub>1</sub>) van unidos a la bomba (M) del embrague hidráulico y a la corona (C<sub>2</sub>) del se-

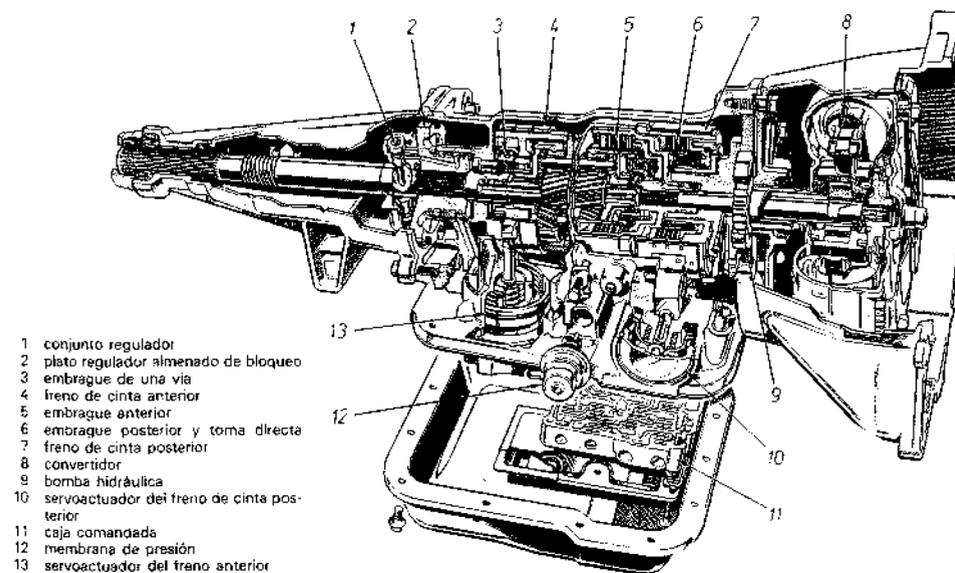


Fig. 2.11A Vista seccionada de una caja de cambios automática.

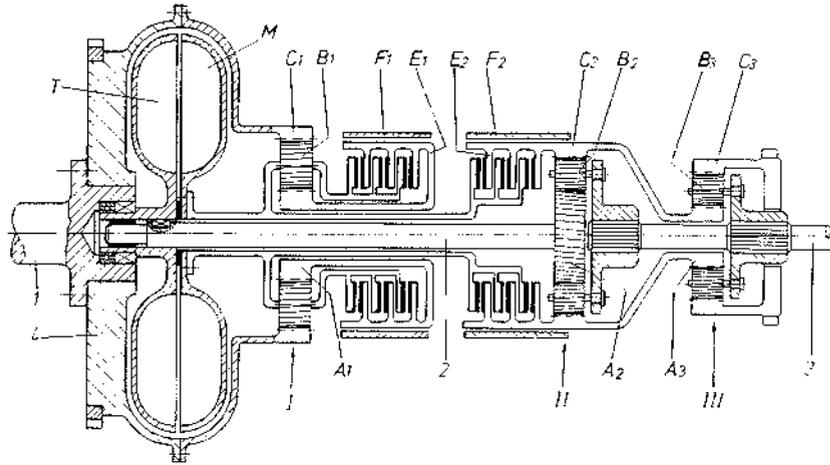


Fig. 2.11B Esquema de la caja de cambios automática (Hídra-Matic).

gundo tren de engranajes (II) por medio del embrague ( $E_2$ ). El planetario ( $A_1$ ) puede ser frenado por la cinta de freno ( $F_1$ ) o hacerse solidario a los satélites ( $B_1$ ) por medio del embrague ( $E_1$ ).

La corona ( $C_2$ ) del tren (II), puede ser frenada por la cinta de freno ( $F_2$ ) o hacerse solidaria a los satélites ( $B_1$ ) por medio del embrague ( $E_2$ ). Los satélites ( $B_2$ ) se unen directamente al eje de transmisión (3) y son los encargados de transmitir el movimiento de la caja de cambios en cualquier velocidad. El planetario ( $A_2$ ) recibe movimiento directamente de la turbina ( $T$ ).

El tren de engranajes (III) sólo funciona para la marcha atrás y tiene la misión de invertir el giro de los satélites ( $B_2$ ) y del árbol de transmisión. La corona ( $C_3$ ) gira libremente y sólo es bloqueada por un mando mecánico de la palanca de cambios para obtener la inversión de giro. Los satélites ( $B_3$ ) se unen directamente a los satélites ( $B_2$ ) a través del árbol de transmisión. El planetario ( $A_3$ ) va unido a la corona ( $C_2$ ) de donde recibe movimiento.

Los satélites de todos los trenes de engranajes pueden girar libremente en sus ejes o sufrir movimiento de translación cuando se lo comunican cualquiera de los demás componentes de los trenes epicicloidales.

### 2.7.1 Funcionamiento y relaciones de transmisión

Las distintas velocidades en la caja de cambios se obtienen automáticamente de la siguiente forma:

#### 2.7.1.1 Primera velocidad

Los mecanismos de mando hidráulico de la caja de cambios (fig. 2.11B) accionan los frenos ( $F_1$  y  $F_2$ ) dejando libres los embragues ( $E_1$  y  $E_2$ ), con lo que el giro que llega del volante de inercia (4) a la corona ( $C_1$ ) del primer tren de engranajes (I) (fig. 2.11C) se transmite a los satélites ( $B_1$ ), que son arrastrados por ella al estar el planetario ( $A_1$ ) bloqueado.

El movimiento de estos satélites se transmite a la bomba ( $M$ ) del embrague hidráulico, que arrastra a la turbina ( $T$ ), comunicando su giro al planetario ( $A_2$ ) del segundo tren de engranajes (II). El giro del planetario ( $A_2$ ) se transmite a los satélites ( $B_2$ ) que giran desplazándose sobre la corona ( $C_2$ ) al estar frenada.

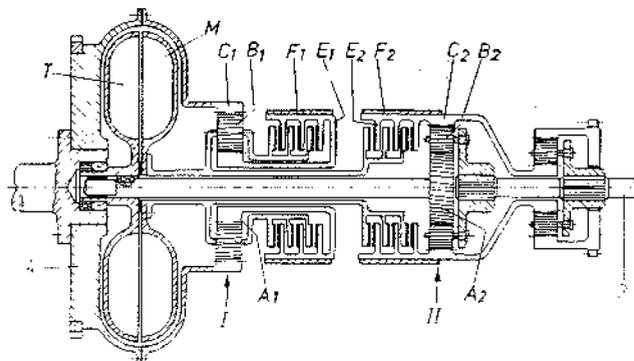


Fig. 2.11C Transmisión en primera velocidad.

El movimiento de los satélites ( $B_2$ ) se transmite al árbol de transmisión (3), obteniéndose una reducción de movimiento a través de los trenes (I y II) con la siguiente relación de transmisión:

– Relación en el primer tren (I):

$$R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} \quad [2.11A]$$

– Relación en el segundo tren (II):

$$R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} \quad [2.11B]$$

Siendo la relación total obtenida en la *primera velocidad*:

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} \cdot \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} \quad [2.11C]$$

De donde la velocidad obtenida a la salida de la caja de cambios es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1} \cdot n_{A_2}}{n_{B_1} \cdot R_t}$$

y como:  $n_{A_1} = n_{B_1}$ , queda finalmente:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{n_{C_1}}{R_I \cdot R_{II}} \quad [2.11D]$$

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 8

Una caja de cambios automática está formada por los siguientes piñones en sus dos primeros trenes de engranajes:  $A_1 = 30$  dientes,  $C_1 = 80$  dientes,  $A_2 = 50$  dientes,  $C_2 = 90$  dientes. Calcular la relación de transmisión en primera velocidad y el número de revoluciones a la salida de la caja de cambios si el motor gira a 1 500 r. p. m.

*Solución:*

Aplicando las fórmulas [2.11A] y [2.11B] se tiene:

$$R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{30}{80} = 1,375$$

$$R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{90}{50} = 2,8$$

La relación total se halla con la fórmula [2.11C]; es decir:

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = 1,375 \times 2,8 = 3,85$$

obteniendo un número de revoluciones en *primera velocidad*, según la fórmula [2.11D]:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\,500}{3,85} = 390 \text{ r. p. m.}$$

### 2.7.1.2 Segunda velocidad

Al llegar a una determinada velocidad, el mecanismo de mando hidráulico acciona automáticamente el embrague ( $E_1$ ) y el freno ( $F_2$ ), dejando libres ( $F_1$  y  $E_2$ ),

con lo cual el giro transmitido por el volante (4) a la corona ( $C_1$ ) (fig. 2.11D) se transmite íntegro a la bomba del embrague ( $M$ ) por estar enclavados ( $A_1$  y  $B_1$ ) a través del embrague ( $E_1$ ). La bomba, en este caso, se mueve a la misma velocidad que el motor, arrastrando a la turbina ( $T$ ) que da movimiento al planetario ( $A_2$ ) sin reducción alguna.

El giro de este planetario ( $A_2$ ) mueve a los satélites ( $B_2$ ), que como en el caso anterior, al estar frenada la corona ( $C_2$ ), ruedan sobre ella comunicando el movimiento al árbol de transmisión (3).

La reducción de velocidad en este caso sólo se efectúa a través del tren de engranajes (II), con la siguiente relación de transmisión:

$$R_t = R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} \quad [2.12A]$$

Como  $n = n_{C_1} = n_{A_1}$ , la segunda velocidad, a la salida de la caja de cambios es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_{II}} \quad [2.12B]$$

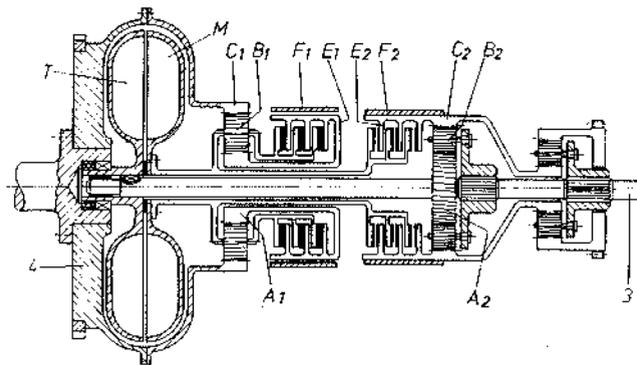


Fig. 2.11D Transmisión en segunda velocidad.

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 9

Calcular la relación de transmisión y el número de r. p. m. de la segunda velocidad en la caja de cambios del ejemplo 7.

*Solución:*

Aplicando la relación de transmisión obtenida para la segunda velocidad, se tiene:

$$R_t = R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{90}{50} = 2,8$$

El número de revoluciones que se obtiene es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\ 500}{2,8} = 536 \text{ r. p. m.}$$

### 2.7.1.3 Tercera velocidad

A la velocidad correspondiente para que entre la tercera velocidad, el mecanismo de mando hidráulico acciona el freno ( $F_1$ ) y el embrague ( $E_2$ ), dejando libres ( $F_2$  y  $E_1$ ). El giro del árbol motor (1), a través de la corona ( $C_1$ ) (fig. 2.11E), se transmite a los satélites ( $B_1$ ), por estar el planetario ( $A_1$ ) frenado y, a su vez, a la corona ( $C_2$ ) por la acción del embrague ( $E_2$ ).

Por otro lado, el movimiento de los satélites ( $B_1$ ) se transmite a la bomba ( $M$ ) del embrague hidráulico, que arrastra a la turbina ( $T$ ) dando movimiento al planetario ( $A_2$ ). Al girar el planetario y la corona del tren (II) a la misma velocidad, se efectúa

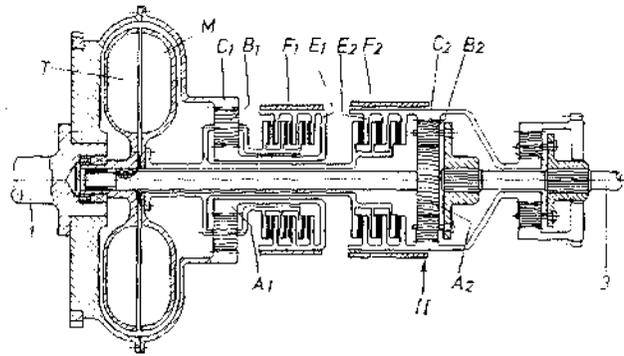


Fig. 2.11E Transmisión en tercera velocidad.

túa una acción de enclavamiento en el segundo tren de engranajes y sus satélites ( $B_2$ ) se desplazan a la misma velocidad que el conjunto, comunicando su movimiento a la transmisión (3).

La reducción de velocidad en este caso, sólo se efectúa, por tanto, en el primer tren de engranajes, cuya relación de transmisión es la siguiente:

$$R_t = R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} \quad [2.13A]$$

siendo la velocidad de salida a la transmisión:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_I} \quad [2.13B]$$

porque  $n_{B_1}$  se transmite al planetario  $A_2$  y como  $n_{A_2} = n_{B_1}$ , resulta que  $n_{B_1} = n_{B_2}$ .

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 10

Calcular la desmultiplicación y número de revoluciones en tercera velocidad, con los datos del problema 8.

*Solución:*

Aplicando la relación de transmisión obtenida para esta velocidad, se tiene:

$$R_t = R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{30}{80} = 1,375$$

De acuerdo con esta relación se obtiene un número de revoluciones:

$$n_{B_1} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\,500}{1,375} = 1\,091 \text{ r. p. m.}$$

### 2.7.1.4 Cuarta velocidad o directa

A la velocidad correspondiente para que entre la cuarta velocidad, los mecanismos de mando hidráulicos accionan los embragues ( $E_1$  y  $E_2$ ) dejando libres los frenos ( $F_1$  y  $F_2$ ). El giro motor que llega a la corona ( $C_1$ ) (fig. 2.11F) se transmite íntegro a la bomba ( $M$ ), por estar enclavados ( $A_1$  y  $B_1$ ) por el embrague ( $E_1$ ). Este

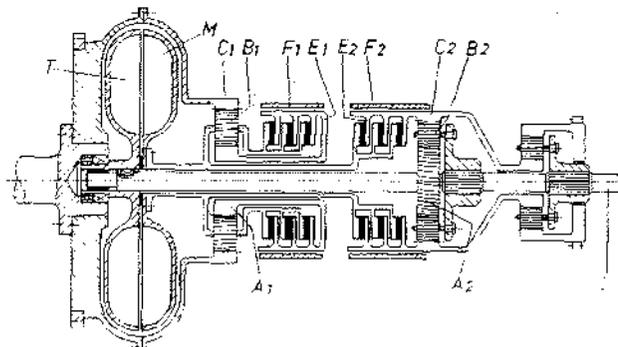


Fig. 2.11F Transmisión en directa.

giro motor se transmite a su vez íntegro a la corona ( $C_2$ ) del segundo tren de engrajes por la acción del embrague ( $E_2$ ) y como el movimiento de la bomba ( $M$ ) se transmite íntegro a través de la turbina ( $T$ ) al planetario ( $A_2$ ), se produce el enclavamiento del segundo tren que arrastra a los satélites ( $B_2$ ) y al árbol de salida (3) en la caja de cambios a la misma velocidad del motor sin reducción alguna. Por tanto, la relación en este caso es:

$$R_t = 1/1 \quad [2.14A]$$

$$n_{B_2} = n_{C_1} \quad [2.14B]$$

### 2.7.1.5 Marcha atrás

Al accionar la palanca de cambios en posición de marcha atrás, se enclava mecánicamente la corona ( $C_3$ ) accionándose a su vez el freno ( $F_1$ ) y quedando libres ( $F_2$ ,  $E_1$  y  $E_2$ ). En esta posición, el giro del motor (1), a través de la corona ( $C_1$ ) (figura 2.11G), se transmite a los satélites ( $B_1$ ) y a la bomba del embrague hidráulico ( $M$ ), arrastrando a la turbina ( $T$ ) que da movimiento al planetario ( $A_2$ ).

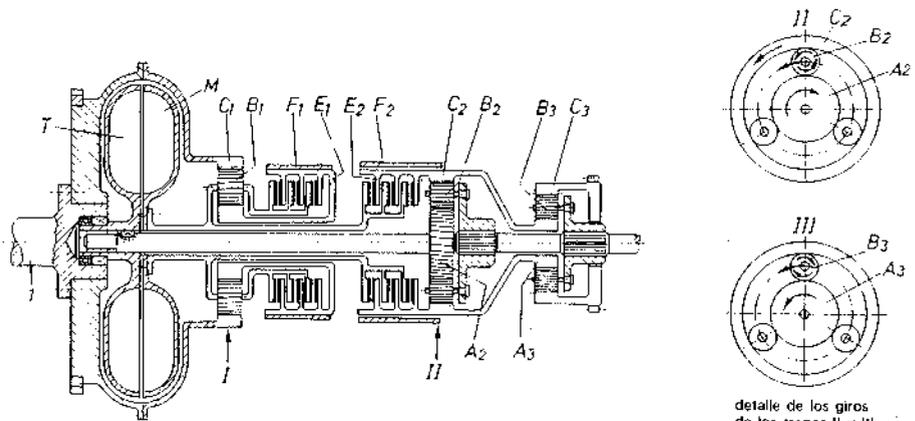


Fig. 2.11G Transmisión en marcha atrás.

El movimiento del planetario ( $A_2$ ) hace girar a los satélites ( $B_2$ ) que arrastran a la corona ( $C_2$ ) en sentido contrario y ésta, a su vez, al planetario ( $A_3$ ), que hace rodar los satélites ( $B_3$ ) sobre la corona ( $C_3$ ), que está enclavada, en sentido contrario al giro motor. Como los satélites ( $B_2$  y  $B_3$ ) van unidos al árbol de transmisión, con la reducción correspondiente a los trenes (I y II), pero en marcha atrás.

En este caso, las relaciones de transmisión son las siguientes:

$$R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{Z_{A_1}}{Z_{C_1}} \quad [2.15A]$$

$$R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{Z_{C_2}}{Z_{A_2}} \quad [2.15B]$$

La relación de transmisión total ( $R_t$ ) y la velocidad resultante son las mismas que en primera velocidad; por consiguiente, se tiene:

$$R_t = R_I \cdot R_{II} \quad [2.15C]$$

$$n_{B_2} = \frac{nc}{R_t} \quad [2.15D]$$

## EJERCICIO RESUELTO

### Problema 11

Los dientes de los piñones de una caja de cambios automática son respectivamente:  $z_{A_1} = 40$ ;  $z_{A_2} = 60$ ;  $z_{C_1} = 70$  y  $z_{C_2} = 80$ . Calcular:

1º Las velocidades obtenidas a la salida de la caja de cambios, para una velocidad de giro en el motor de 3 000 r. p. m.

2º El par máximo obtenido en la transmisión, sabiendo que a ese régimen el par motor es de 15 kgf · m.

*Solución:*

1º Las relaciones de transmisión obtenidas en los dos trenes de engranajes son:

$$R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{40}{70} = 1,571$$

$$R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{80}{60} = 2,33$$

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = 1,571 \times 2,33 = 3,66$$

Con estas relaciones, las velocidades que se obtienen, al ser  $n = n_{C_1}$ , son las siguientes:

1ª velocidad:

$$n_1 = \frac{n}{R_t} = \frac{3\,000}{3,66} = 819,7 \text{ r. p. m.}$$

2ª velocidad:

$$n_2 = \frac{n}{R_{II}} = \frac{3\,000}{2,33} = 1\,287,6 \text{ r. p. m.}$$

3ª velocidad:

$$n_3 = \frac{n}{R_I} = \frac{3\,000}{1,571} = 1\,909,6 \text{ r. p. m.}$$

4ª velocidad:

$$n_4 = n = 3\,000 \text{ r. p. m.}$$

2º El par de transmisión máximo es:

$$C_{m_t} = C_m \cdot R_t = 15 \times 3,66 = 54,9 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

### 2.7.2 Características de este tipo de caja de velocidades

Este modelo de caja automática presenta la particularidad de que el embrague hidráulico va colocado entre el 1º y 2º tren de engranajes, con lo cual, en 1ª y 3ª velocidad, la bomba funciona con una cierta reducción de giro a través de ( $B_1$ ). Esta circunstancia evita el arrastre del vehículo a ralentí, cuando está metida la primera velocidad, y mejora el rendimiento del embrague.

El par motor transmitido al árbol de salida se comunica por dos caminos; uno, a través de los engranes de los trenes, y el otro a través de la turbina al planetario del segundo tren, con lo que se consigue disminuir el resbalamiento del aceite en el embrague y se mejora el rendimiento, sobre todo cuando, por calentamiento, se debilita la turbulencia formada.

### 2.7.3 Sistema de mando para el cambio automático

El sistema de cambio automático en la caja de cambios *Hidra-Matic* está formado (fig. 2.12A-1) por un circuito hidráulico y una serie de elementos, situados en el interior del cárter de la caja de cambios, que realizan las operaciones de cambio automático para las distintas velocidades.

El sistema es gobernado por el pedal del acelerador (1) y la velocidad del vehículo, seleccionando la marcha más adecuada de forma automática, sin que el

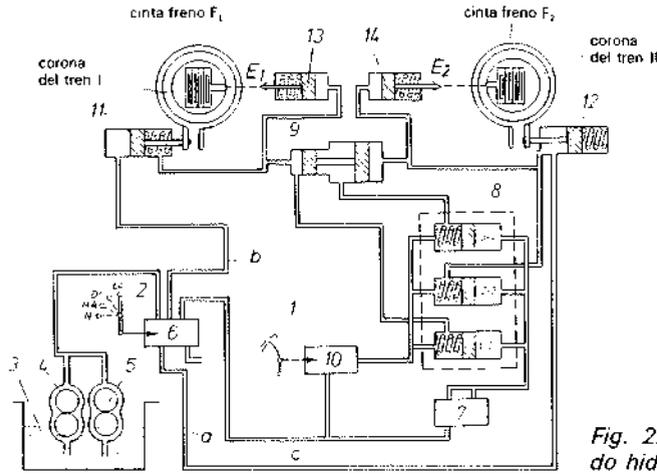
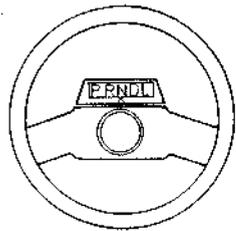
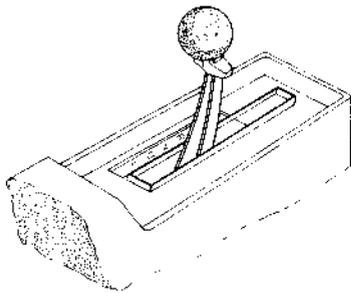


Fig. 2.12A-1 Circuito de mando hidráulico.



- P posición de paro
- R marcha atrás
- N punto muerto
- D velocidad normal automática
- L marcha reducida automática

Fig. 2.12A-2 Palanca de selección y detalle en el salpicadero.

conductor tenga que preocuparse del cambio de velocidades ni de accionar el embrague que, en este caso, es automático.

Estas cajas suelen llevar una palanca de cambios (2) con tres posiciones: una para la *marcha atrás* (MA); otra (Lo) para cuando el vehículo rueda por terreno malo o con *tráfico congestionado*, en la que sólo se seleccionan las marchas más cortas; y la tercera posición (Dr) para el automatismo total en que se seleccionan *todas las marchas hacia adelante* en función de la velocidad del vehículo. El *punto muerto* se encuentra en la posición (N). Esta nomenclatura varía según los fabricantes del mecanismo.

Los elementos que componen este circuito son los que se estudian seguidamente.

### 2.7.3.1 Cáster y bombas de aceite

El fluido para el mando hidráulico es a base de aceite mineral especial para estas cajas de cambio (fig. 2.12A-1) y se aloja en el *cáster* (3) de la misma. Este aceite es utilizado para la lubricación de los engranajes, para llenar el turboembrague y para el circuito de mando.

El aceite es distribuido en el circuito por *dos bombas de engranajes* (4 y 5), que aspiran el aceite del cáster y lo envían a presión a los elementos de mando a través de tuberías (*a*, *b* y *c*) de acero estirado en frío sin soldadura, capaces de soportar la presión con que circula el aceite por ellos.

La *bomba* (4) (fig. 2.12A-1) recibe movimiento del árbol motor y realiza la lubricación de los mecanismos, el llenado del turbo-embague y suministra aceite con la suficiente presión al circuito de mando para accionar la primera velocidad.

La *bomba* (5) recibe el movimiento del árbol de transmisión y añade su flujo de aceite al circuito de mando para el accionamiento del resto de las velocidades. Una *válvula* limitadora de presión mantiene constante la presión en el circuito a unos 6 kgf/cm<sup>2</sup>.

### 2.7.3.2 Corredera

Este mecanismo de accionamiento mecánico (fig. 2.12A-1) consiste en una *válvula corredera* (6) accionada por una palanca (2) situada al alcance del conductor.

En la posición (N) (fig. 2.12B) correspondiente al punto muerto, deja pasar la presión de aceite por la salida (*a*), dejando libres los frenos y embragues, con lo cual, los trenes giran en vacío sin transmitir movimiento alguno, cortando además el suministro de fluido al *regulador centrífugo* (7) y al *distribuidor* (8).

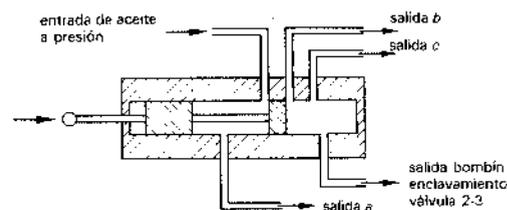


Fig. 2.12B Corredera de mando en posición de punto muerto (N).

En la posición (Dr), correspondiente al cambio automático (fig. 2.12C), la válvula deja pasar el aceite por las canalizaciones (b y c) hacia el *regulador centrífugo* (7) y al bombín del freno (11). La posición (Lo) (fig. 2.12D) da paso de aceite a un circuito de bloqueo en el distribuidor, de forma que sólo se seleccionan las velocidades más cortas.

En la posición de marcha atrás (MA) (fig. 2.12E), se bloquea mecánicamente la corona del tercer tren y se deja paso de aceite para el funcionamiento del circuito en posición de marcha atrás.

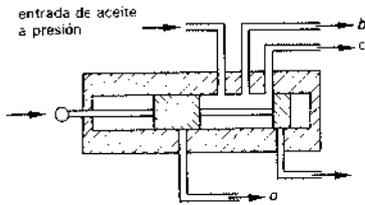


Fig. 2.12C Corredera de mando en posición (Dr).

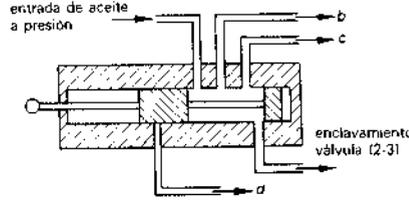


Fig. 2.12D Corredera de mando en posición (Lo) de enclavamiento para marchas lentas.

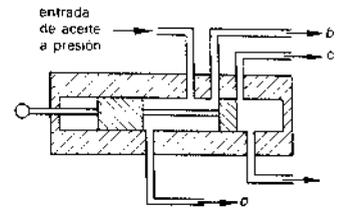


Fig. 2.12E Corredera de mando en posición (MA) de marcha atrás.

### 2.7.3.3 Regulador centrífugo

Este mecanismo (7) (fig. 2.12A-1) recibe movimiento en su eje del árbol de transmisión, de la misma toma que la bomba de aceite (5). Está formado (figura 2.12F) por un grueso plato (A) que recibe movimiento por su árbol (B). En el interior de este plato o volante centrífugo van montadas dos válvulas desplazables ( $V_1$  y  $V_2$ ) unidas a los contrapesos ( $C_1$  y  $C_2$ ) de distinto tamaño y peso que, por la acción centrífuga, se desplazan hacia afuera abriendo paso al aceite que llega por el conducto (c) hacia el *distribuidor*.

La válvula ( $V_1$ ), por la acción del contrapeso ( $C_1$ ), se abre aproximadamente a las 1 300 r. p. m., dando paso al aceite con la presión suficiente para accionar la válvula (1-2) (fig. 2.12A-1) del *distribuidor* (8) y pasar de 1ª a 2ª velocidad. La válvula ( $V_2$ ), por la acción del contrapeso ( $C_2$ ), se abre a las 3 000 r. p. m., dejando pasar el aceite a mayor presión, que se suma al anterior para accionar las válvulas (2-3) y (3-4) del distribuidor, para los cambios de 3ª y 4ª velocidad.

### 2.7.3.4 Retardador

Este elemento, señalado con la marca (10) en el conjunto general, consiste (fig. 2.12G) en una válvula accionada por el pedal acelerador que tiene la misión de aumentar la presión en la cara opuesta de las válvulas del distribuidor. Esta presión refuerza la acción de los muelles de las válvulas, consiguiendo que la presión mandada por el regulador sea mayor, para actuar los cambios de marcha. Con ello se consigue apurar más las velocidades, sobre todo en caso de pendientes, donde interesa mantener una velocidad más corta.

### 2.7.3.5 Distribuidor

Este elemento (8) (fig. 2.12A) constituye el cerebro del mando automático y se compone de tres válvulas (1-2), (2-3) y (3-4) reguladas a distinta presión de funcionamiento, las cuales reciben el aceite a presión del regulador en función de la velocidad del vehículo.

Según la presión que llegue a las válvulas, actúa una u otra, mandando el aceite a presión a los mecanismos que actúan los frenos de cinta o embragues de los trenes epicicloidales.

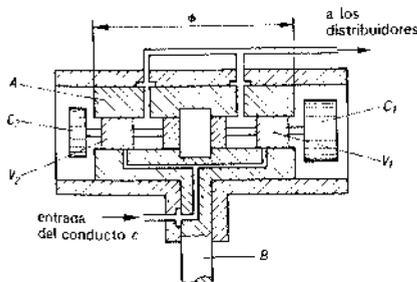


Fig. 2.12F Regulador centrífugo.

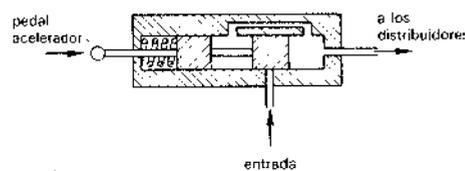


Fig. 2.12G Retardador.

### 2.7.3.6 Válvula de mando y bombines de accionamiento

La válvula de mando (9) (fig. 2.12A-1) ejecuta las maniobras de cambio según reciba el aceite a presión por uno u otro lado de sus pistones. Los bombines de accionamiento (11, 12, 13 y 14) realizan las maniobras de apertura y cierre de las cintas de freno y embragues de acuerdo a la marcha seleccionada.

### 2.7.3.7 Nomenclatura empleada en la palanca de la caja de cambio automático de marcha

Además de la nomenclatura ya explicada anteriormente se emplean otras, como por ejemplo la de la figura 2.12A-2. En esta figura se ve la palanca de selección y el detalle en el salpicadero para saber en cualquier instante qué posición tiene.

### 2.7.4 Funcionamiento del circuito

El funcionamiento del circuito en las correspondientes posiciones de la palanca de cambios, es el siguiente.

#### 2.7.4.1 Punto muerto

Estando la palanca de cambios en la posición (N) (fig. 2.12A), el aceite suministrado por la bomba (4), ya que la (5) no recibe movimiento, pasa por la canalización (a) hacia el bombín de freno (12), venciendo la acción de su resorte y dejando libre al freno ( $F_2$ ). Como el freno ( $F_1$ ) y los embragues ( $E_1$  y  $E_2$ ) no reciben presión por estar cortado el circuito en la corredera (6), todos los elementos quedan liberados y, por tanto, los trenes giran en vacío sin transmitir movimiento.

#### 2.7.4.2 Posición de cambio automático

Colocando la palanca en posición (Dr) (fig. 2.12A), se corta la presión de aceite en la canalización (a) y se da paso al circuito por (b y c); el sistema actúa de la siguiente forma:

##### — Primera velocidad.

Al cesar la presión en el canal (a), el bombín (12), por la acción de su resorte, cierra el freno de cinta ( $F_2$ ).

La presión del canal (b) acciona el bombín (11) que cierra el freno ( $F_1$ ). La presión del canal (c) que llega al regulador (7) no tiene paso al distribuidor (8), ya que al girar a pocas revoluciones el volante del regulador, no actúan los contrapesos, impidiendo la apertura de las válvulas y, por tanto, el paso de aceite. En estas condiciones se tiene:

1ª velocidad	$F_1$ y $F_2$ _____	cerrados
	$E_1$ y $E_2$ _____	abiertos

##### — Segunda velocidad.

Cuando el vehículo alcanza mayor velocidad, la transmisión mueve el regulador (fig. 2.12F) actuando la válvula ( $V_1$ ) y dejando pasar algo de aceite a las válvulas del distribuidor, cuya presión es suficiente para vencer el resorte de la válvula (1-2) (tara más pequeña), permaneciendo cerradas las demás.

Esta válvula manda aceite a presión a la válvula de mando (9), pasando al bombín (13) que acciona el embrague ( $E_1$ ) y a la cara posterior del bombín (11) que, ayudado por el resorte, abre el freno ( $F_1$ ). Como los bombines de los elementos ( $E_2$  y  $F_2$ ) no reciben presión, estos permanecen en su estado de reposo; o sea:

2ª velocidad	$E_1$ y $F_2$ _____	cerrados
	$E_2$ y $F_1$ _____	abiertos

##### — Tercera velocidad

Al aumentar más la velocidad del vehículo, la presión de aceite, por efecto de la bomba (5), es mayor y también lo es el paso del mismo por el regulador (7), con lo cual aquella es capaz de vencer el resorte de la válvula (2-3) del distribuidor (8). La presión suministrada por esta válvula llega al bombín (11) abriéndolo y al (12) cerrándolo; llega también a la válvula (8), desplazando el pistón grande hacia la izquierda y, por tanto, cerrando el suministro de la válvula (1-2). Al quedar sin pre-

sión, el bombín (13), corta el paso de aceite al bombín (11) que, por la presión del conducto (b), cierra el freno ( $F_1$ ).

En estas condiciones se tiene:

3ª velocidad  $F_1$  y  $E_2$  \_\_\_\_\_ cerrados  
 $F_2$  y  $E_1$  \_\_\_\_\_ abiertos

#### – Cuarta velocidad

A mayor velocidad del vehículo, el regulador (7) abre las dos válvulas mandando aceite con la suficiente presión para vencer el resorte de la válvula (3-4) del distribuidor (8).

La presión de esta válvula llega a la válvula (9) desplazando sus pistones hacia la derecha, por ser este émbolo de mayor sección. Este desplazamiento deja libre el paso de aceite procedente de la válvula (1-2) que cierra el bombín (13) y abre el bombín (11).

De la misma forma, el aceite procedente de la válvula (2-3), cierra el bombín (14) y abre el (12) con lo que resulta:

4ª velocidad o directa  $E_1$  y  $E_2$  \_\_\_\_\_ cerrados  
 $F_1$  y  $F_2$  \_\_\_\_\_ abiertos

#### 2.7.4.3 Efecto del retardador

Se ha podido observar que el paso de una velocidad a otra se realiza siempre a velocidades determinadas del vehículo, lo que no resulta adecuado pues, a veces, se necesita una velocidad más corta con el motor más acelerado (pendientes, arranque, aceleraciones, etc.).

Esto se consigue con el retardador (10), movido por el pedal acelerador, que manda aceite a menor o mayor presión según su recorrido al lado opuesto de las válvulas del distribuidor, con lo cual, el aceite suministrado por el regulador, necesitará mayor presión para accionar estas válvulas, o lo que es lo mismo, mayor velocidad del vehículo para conseguir el mismo efecto. De esta forma se consigue apurar más los cambios, actuando sobre el pedal acelerador y retardador.

#### 2.7.4.4 Selección de marchas cortas

Generalmente, estas cajas de cambio llevan una posición de la palanca de cambios (Lo), con la que se efectúa un enclavamiento de la válvula (2-3), impidiendo el paso a la 3ª velocidad. En estas condiciones el vehículo circula solamente en 1ª y 2ª velocidad. Esta posición se selecciona para circular con tráfico muy intenso o cuando las pendientes a subir o bajar son muy pronunciadas.

#### 2.7.4.5 Marcha atrás

Para efectuar la marcha atrás, se sitúa la palanca en posición (MA) (figura 2.12E). De este modo se accionan mecánicamente unas palancas que producen el enclavamiento de la corona del tren (III), al mismo tiempo que la corredera (6) permite el paso del aceite por (a) y (b), obteniéndose:

Marcha atrás  $F_1$  \_\_\_\_\_ cerrado  
 $F_2$  -  $E_1$  y  $E_2$  \_\_\_\_\_ abiertos

### 2.8 Convertidor hidráulico de par motor

Toda caja de cambios es un *convertidor mecánico de par motor*, porque consigue, por medio de pares de engranajes, aumentar el par de transmisión a la salida de la caja de cambios cuando, por aumentar el par resistente en las ruedas, disminuye la velocidad del vehículo.

Un *convertidor hidráulico* (fig. 2.13A) de par motor actúa de una forma análoga, aumentando el par de transmisión en el primario de la caja de cambios, al aprovechar la energía cinética que se pierde en la turbina por resbalamiento del aceite en la puesta en funcionamiento o en los cambios de velocidad, recogiendo este aceite y haciéndolo incidir nuevamente sobre la bomba, con lo cual aumentará en ésta el par de impulsión.

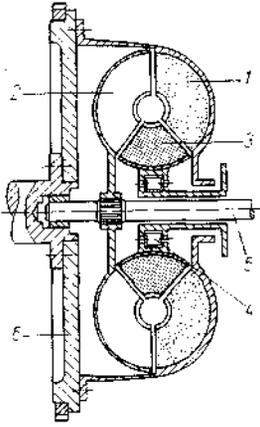


Fig. 2.13B Esquema de un convertidor hidráulico.

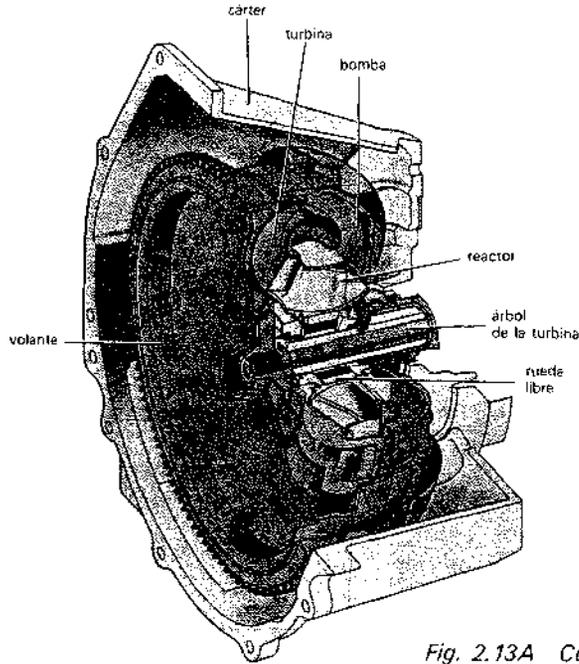


Fig. 2.13A Convertidor hidráulico.

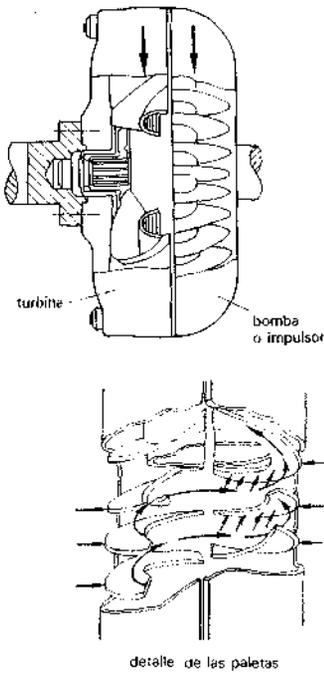


Fig. 2.13D Forma de los álabes.

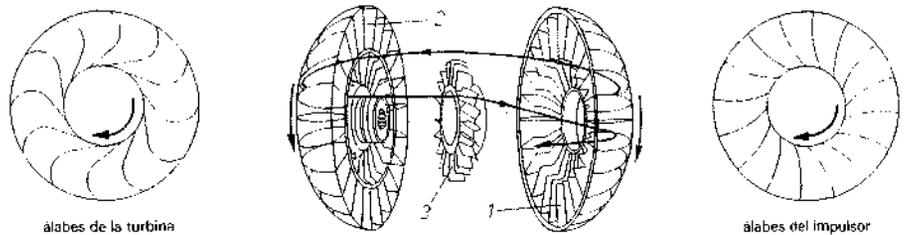


Fig. 2.13C Principio de funcionamiento de un convertidor de par.

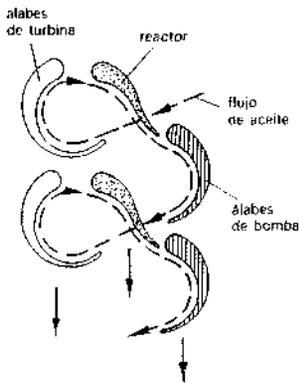


Fig. 2.13E Esquema de funcionamiento a bajo régimen.

### 2.8.1 Constitución de un convertidor hidráulico

Un *convertidor hidráulico* es muy similar, en cuanto a constitución, a un *embrague hidráulico*. Está formado (fig. 2.13B) por una *bomba* (1) unida al volante motor (6) y una *turbina* (2) unida al árbol de transmisión o primario de la caja de cambios (5). Entre estos dos elementos se interpone un elemento (3) llamado *reactor*, o *estator* montado sobre una rueda libre (4) para impedir su giro en sentido contrario al del volante motor.

El reactor (3) (fig. 2.13C) recoge el aceite que sale de la turbina (2) y le da una salida adecuada para que incida sobre los álabes de la bomba (1). Los álabes de un convertidor, en sus tres elementos (bomba, turbina y reactor), son de forma helicoidal, con la inclinación adecuada para recoger e impulsar el aceite que resbala de la turbina (fig. 2.13D).

### 2.8.2 Funcionamiento del convertidor

Al arrancar el vehículo, al subir una pendiente o en las aceleraciones, la bomba gira más deprisa que la turbina, por lo que el aceite que sale de ésta es devuelto a la bomba con la inclinación debida que le da el reactor (fig. 2.13E). En este caso, el reactor permanece inmóvil, recogiendo el aceite y haciéndolo incidir sobre la bomba que se suma al principal de impulsión. En estas condiciones, la velocidad del aceite que incide sobre la turbina es mayor, lo que supone un aumento de fuerza y por tanto de par motor.

Cuando la bomba y la turbina giran a velocidades muy próximas, el aceite que sale de la turbina sin apenas resbalamiento choca con la parte posterior de los álabes del reactor (fig. 2.13F). Esto hace que el reactor gire al mismo tiempo que la bomba y la turbina, con lo que la inclinación y velocidad de regreso del aceite turbina-bomba no sufren alteración; cesando, por tanto, la multiplicación de par. El reactor actúa solamente cuando hay resbalamiento de aceite.

En la figura 2.13G se representa la posición de los álabes de los tres componentes en relación con los números de revoluciones y los momentos torsores de cada uno.

- $n_2$  = r. p. m. de la turbina
- $n_1$  = r. p. m. del reactor
- $n_3$  = r. p. m. de la bomba
- $C_m$  = par torsor motor
- $C_r$  = par torsor de transmisión

Fig. 2.13G Representación de la transmisión de fuerzas.

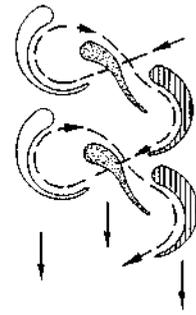
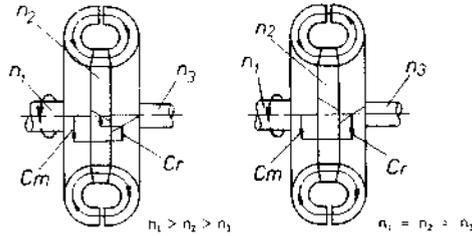


Fig. 2.13F Esquema de funcionamiento a régimen alto.

### 2.8.3 Aplicación del convertidor hidráulico

Con un convertidor hidráulico de par motor se consigue una multiplicación que va de 2/1 a 1/1, desde el momento de vencer el par resistente hasta el acoplamiento total de la transmisión. No obstante, es imprescindible acoplar una caja de cambios, pues el empleo exclusivo del convertidor exigiría un motor muy potente para vencer la inercia en el arranque.

Estos convertidores se emplean con cajas de cambio automáticas (fig. 2.14A), pero también pueden acoplarse a cajas de cambio de engranajes paralelos (figura 2.14B); en este caso, precisan la incorporación de un embrague de fricción, intercalado entre el convertidor y la caja de cambio, para poder efectuar el cambio de velocidades.

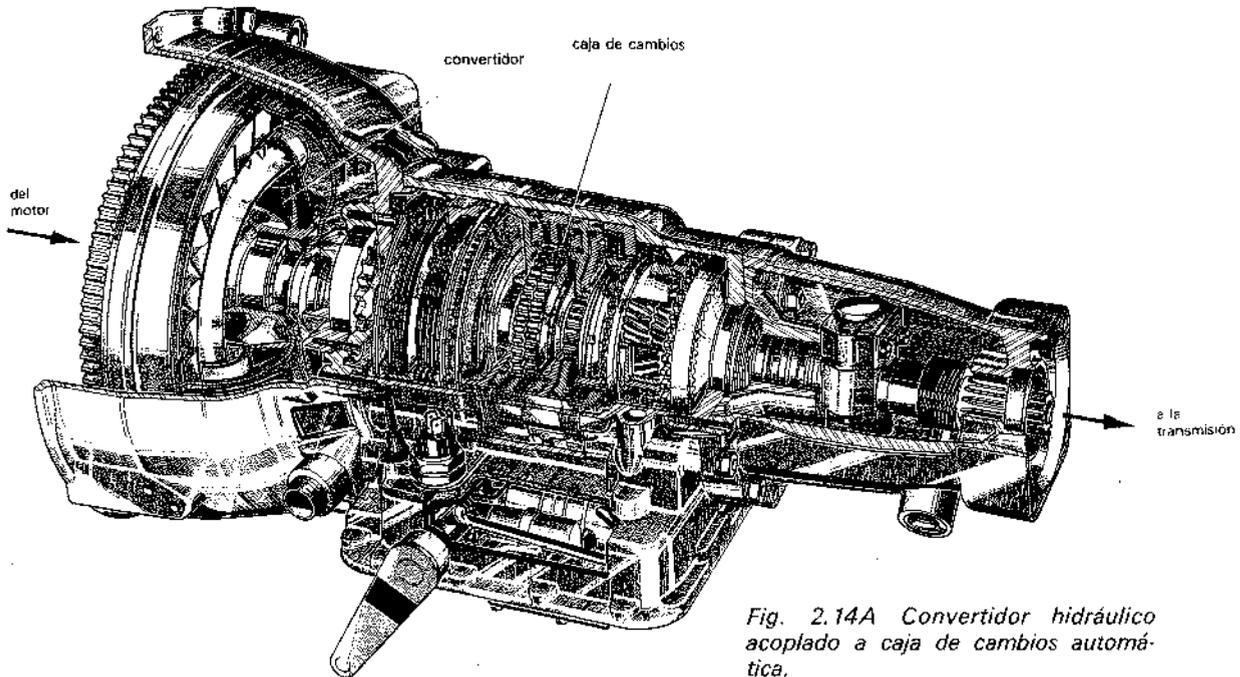


Fig. 2.14A Convertidor hidráulico acoplado a caja de cambios automática.

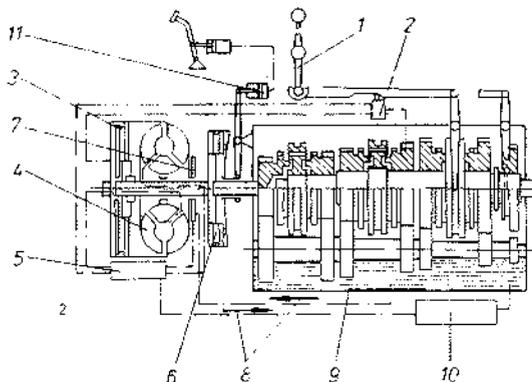
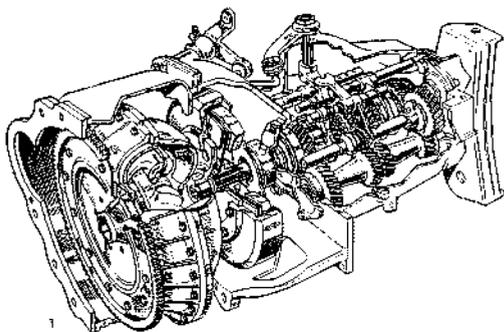


Fig. 2.14B Caja de cambios semiautomática: 1, perspectiva; 2, sección.

- 1 palanca de cambio
- 2 válvula de mando para el acoplamiento
- 3 acoplamiento para puentear el convertidor
- 4 convertidor de par hidrodinámico
- 5 dispositivo de manivela
- 6 embrague de fricción
- 7 bomba
- 8 corriente de aceite
- 9 caja de cambio de ejes paralelos
- 10 cambiador de calor
- 11 bombín

En la figura 2.14C se puede ver una transmisión *Rover* compuesta por un convertidor de par (1), un embrague de discos secos (2) con funcionamiento por servo de vacío, una caja de cambios sincronizada (3) de dos velocidades y marcha atrás y un supermultiplicador o supermarcha (4).

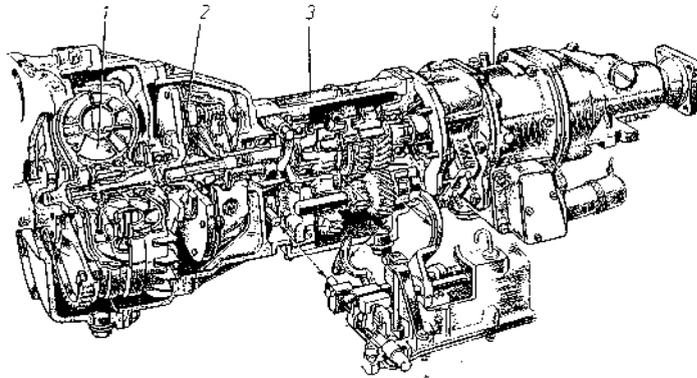


Fig. 2.14C Transmisor Rover.

#### 2.8.4 Entretienimiento del convertidor hidráulico

El mantenimiento de un convertidor de par hidráulico es semejante al del embrague hidráulico y consiste, esencialmente, en verificar y cumplir lo siguiente:

- Ausencia de fugas de aceite.
- Adecuado nivel de aceite.
- Empleo de aceites de calidad recomendada.

En caso de avería —muy extraña en estos aparatos— las casas constructoras recomiendan la sustitución de todo el conjunto.

#### 2.9 Convertidor hidráulico acoplado a cajas de engranajes paralelos

En el acoplamiento de un convertidor hidráulico con caja de cambios de engranes paralelos, en cuyo caso se denomina *transmisión semiautomática*, el embrague de fricción se sustituye por un *convertidor de par hidrocínético*, con un órgano de acoplamiento incorporado (fig. 2.15A) y que permite obtener una gama continua de variación de par motor de 2/1 a 1/1.

El órgano de acoplamiento es indispensable para poder realizar los cambios manuales en la caja sin estar el árbol primario sometido a movimiento, tiene por tanto la misión de interrumpir el par motor en el momento del cambio de velocidades.

##### 2.9.1 Constitución del mecanismo

Este tipo de montaje (figs. 2.15A y 2.15B) está constituido por un convertidor hidrocínético (4) que lleva intercalado un embrague de fricción (6) (órgano de acoplamiento), una caja de cambios normal de engranajes paralelos (9) y un circuito hidráulico con un electroimán (5) para el mando del embrague.

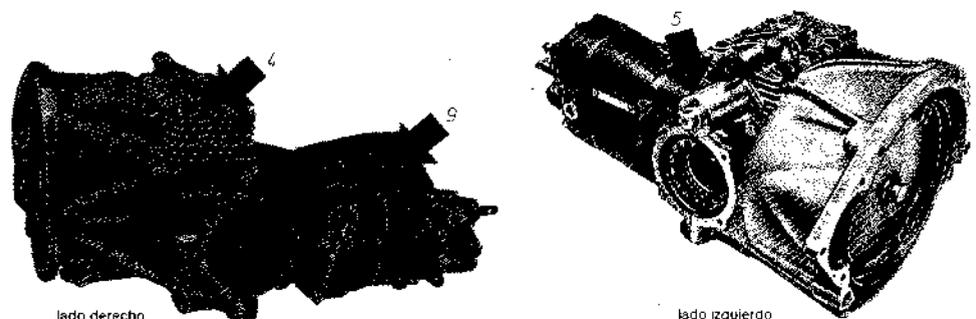


Fig. 2.15A Convertidor hidrocínético.

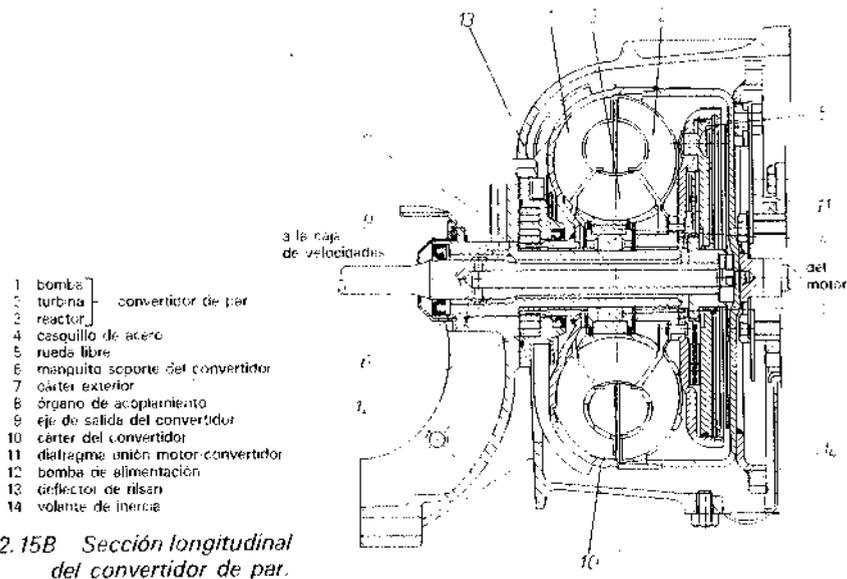
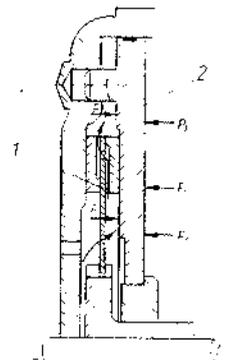


Fig. 2.15B Sección longitudinal del convertidor de par.



$p$  : A presión de desembrague  
 $p_1$  : B presión de embrague

Fig. 2.15C Detalle de funcionamiento del órgano de acoplamiento.

El *convertidor* (fig. 2.15C), como el ya descrito en el apartado anterior, lleva la bomba impulsora (1) solidaria al cárter (10) del mismo, que se une al volante de inercia (14) por mediación de un diafragma (11).

El órgano de acoplamiento consiste (figs. 2.15B y C) en un embrague monodisco (1) funcionando en aceite, que permite la acción de embragado y desembragado por aplicación de presión sobre cada una de las caras del plato de acoplamiento (2). Las presiones ( $p_1$ ) y ( $p_2$ ) sobre las caras del plato, se obtienen hidráulicamente por medio de aceite a presión enviado por una válvula distribuidora, controlada por el electroimán, que funciona con la palanca de cambios.

2.9.2 Esquema del circuito de mando

El circuito de mando (fig. 2.15D), constituido por un *circuito hidráulico* y un *circuito eléctrico*, comprende los siguientes elementos:

- Un *depósito de aceite* (1) que hace las veces de vaso de expansión.
- Una *bomba de aceite* (2) que proporciona la presión necesaria (unos 5 kgf/cm<sup>2</sup>) para el accionamiento del embrague y mantiene el convertidor bajo presión, para evitar ruidos producidos por el vacío; además asegura la lubricación del conjunto.
- Una *válvula distribuidora* (3) con *válvula de descarga* (4) que limita la presión en el circuito.
- Un *electroimán* (5) para el mando de la válvula distribuidora, accionado por la *palanca de cambios* (6).

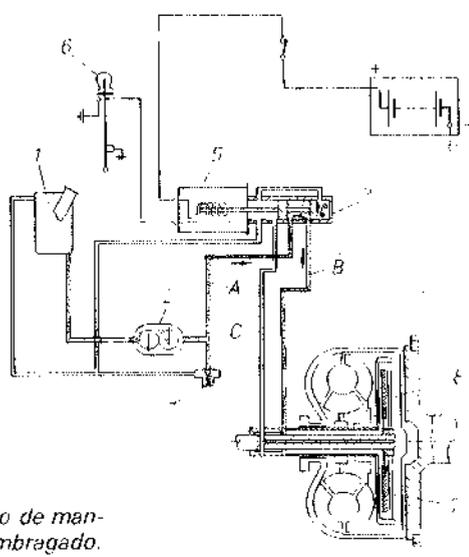


Fig. 2.15D Circuito de mando desembragado.

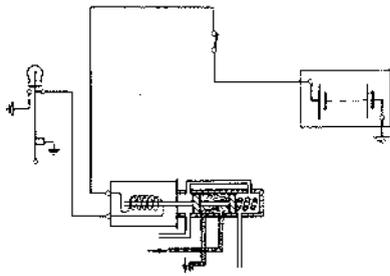


Fig. 2.15E Posición de embragado en el circuito de mando.

### 2.9.2.1 Funcionamiento del circuito

Con la palanca de cambios (6) en posición de punto muerto (fig. 2.15D) se cierra a masa el circuito eléctrico del electroimán (5), con lo cual, al estar éste excitado desplaza el émbolo de la válvula de corredera (3) hacia la derecha, poniendo en comunicación el conducto de entrada de presión (A) y el *circuito hidráulico de desembrague (B)*. El aceite a presión desplaza el plato de presión (7) dejando libre el disco (8).

Cuando se mueve la palanca de cambios para seleccionar una velocidad, se cierra el circuito del electroimán a través de un interruptor acoplado a la palanca, con lo cual, como en el caso anterior, actúa el circuito de desembrague.

Una vez seleccionada la velocidad, el electroimán no actúa (fig. 2.15E), ya que su circuito de excitación queda abierto. En esta posición, la corredera de distribución de la válvula, empujada por su resorte, se desplaza hacia la izquierda, poniendo en comunicación la cámara central de la misma con el *circuito hidráulico de embragado (C)*. El aceite, en este circuito, presiona sobre la parte exterior del plato (7) que lo acopla contra el disco (8), quedando el conjunto embragado.

### 2.9.3 Diagnóstico de averías

Las averías que pueden producirse en este tipo de transmisión semiautomática, son las siguientes:

- Bajo rendimiento y velocidad a la salida de la caja de cambios.
- El vehículo queda desembragado.
- El vehículo no desembraga.
- Pérdidas de aceite.
- Ruidos en el convertidor.

Para diagnosticar la avería correspondiente y determinar la causa de la anomalía, deben realizarse las siguientes operaciones, previa verificación del nivel de aceite del depósito.

#### 2.9.3.1 Bajo rendimiento y velocidad a la salida de la caja de cambios

Para realizar esta prueba, conectar un tacómetro en el motor, inmovilizar el vehículo y ponerlo en marcha colocando la palanca de cambios en posición de carretera. Pisar el freno y acelerar al máximo para controlar el régimen de revoluciones del motor en estas condiciones de funcionamiento. Esta prueba no debe durar más de 10 segundos, para evitar un sobrecalentamiento del convertidor por resbalamiento del aceite.

Según los resultados obtenidos en el tacómetro, se puede diagnosticar lo siguiente:

- Lectura inferior a 1 400 r. p. m. El convertidor está defectuoso.
- Lectura entre 1 400 y 1 600 r. p. m. El motor no desarrolla toda su potencia.
- Lectura entre 1 700 y 2 000 r. p. m. El motor y el convertidor se hallan en perfectas condiciones.
- Lectura superior a 2 000 r. p. m. La alimentación de aceite en el convertidor es insuficiente o el embrague patina.

En el primero y último caso debe sustituirse el convertidor.

#### 2.9.3.2 El vehículo queda desembragado

Para realizar esta prueba se desconecta el electroimán y, con el vehículo inmovilizado, se introduce una velocidad. Poner en marcha el vehículo y acelerar.

- Si el defecto queda suprimido, la avería está en los contactos de la palanca de cambios (comunicación a masa).
- Si el defecto continúa, la avería puede estar en el convertidor, en el electroimán o en la válvula corredera.

#### 2.9.3.3 El vehículo no desembraga

Para esta prueba (fig. 2.16A) alimentar el electroimán directamente con un batería auxiliar y, con el vehículo inmovilizado, ponerlo en marcha y acelerar.

- Si el defecto queda suprimido, la avería está en los contactos de la palanca de cambios o en algún cable mal conexionado o cortado.

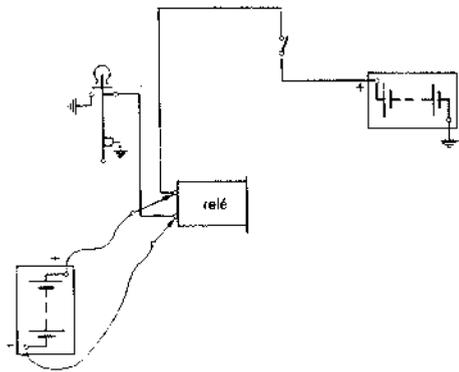


Fig. 2.16A

— Si el defecto continúa, la avería está en el convertidor, en el electroimán o en la válvula corredera.

#### 2.9.3.4 Pérdidas de aceite

Para esta prueba, revisar el exterior del cárter del convertidor y el nivel de aceite en la caja de cambios.

- Si las fugas son por la parte superior, éstas se realizan a través de la tapa superior del convertidor.
- Si las fugas son por la parte inferior, éstas son debidas al retén de la bomba de alimentación.
- Si el nivel de aceite en la caja de cambios es superior al normal, las fugas se realizan por el retén del árbol de salida. En estos dos últimos casos, debe cambiarse el convertidor.

#### 2.9.3.5 Ruidos en el convertidor

Para esta prueba, efectuar un corto recorrido con el vehículo en carretera para identificar la clase de ruido que se produce.

- Si se aprecia un silbido agudo en ralentí, sobre todo en caliente, el defecto está en la válvula de descarga.
- Si se aprecia un fuerte chirrido, el defecto está en el deflector que en seco roza con el convertidor.

#### 2.9.4 Comprobación y reparaciones

El conjunto convertidor suele venir de fábrica sellado con puntos de seguridad para impedir cualquier intervención en sus órganos internos por lo que, en caso de avería, debe reemplazarse completo.

Por tanto, y según la avería diagnosticada, los elementos de este conjunto de transmisión sujetos a revisión y reparación son los siguientes:

- Palanca de cambios y sus contactos a masa.
- Mazo de cables del circuito eléctrico.
- Electroimán de mando.
- Válvula corredera.
- Tapa superior del distribuidor y su junta.
- Válvula de descarga.
- Filtros de aceite.

##### 2.9.4.1 Comprobación del circuito eléctrico

Para comprobar el circuito eléctrico, desconectar el cable de alimentación de la palanca de cambios (fig. 2.15D) e intercalar una lámpara entre el borne positivo de la batería y el terminal de la palanca (fig. 2.16B).

En estas condiciones, la lámpara debe encenderse en posición de punto muerto y al manipular con la palanca para el cambio de marchas. Debe permanecer apagada con la palanca libre en cualquier posición del cambio de marchas.

Si se detecta cualquier anomalía en esta prueba, revisar los contactos de la palanca ya que podría haber algún cable roto o desoldado; en caso contrario, cambiar el conjunto de la palanca.

Si el funcionamiento de la palanca es correcto y el electroimán no funciona, dar corriente directa al electroimán (fig. 2.16A) y, si éste se activa, la avería está en

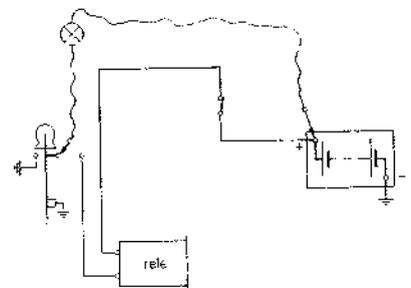


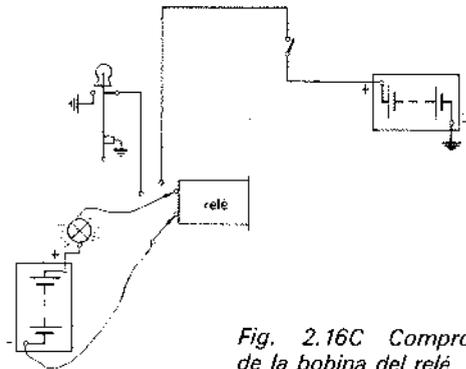
Fig. 2.16B

el circuito de alimentación del mismo (revisar los terminales de conexión); si no se activa, la avería está en el electroimán.

#### 2.9.4.2 Comprobación del electroimán

Sin desmontarlo del vehículo, conectar una lámpara, de 15 W, en serie con el electroimán (fig. 2.16C) para comprobar la continuidad en el circuito de la bobina. Si el circuito eléctrico es correcto y el embrague no funciona, debe desmontarse el electroimán y comprobar el funcionamiento mecánico del mismo.

El electroimán desmontado del vehículo se conecta a una fuente de alimentación y se comprueba que el empujador sale del cuerpo del electroimán desplazándose libremente. Al cortar la corriente se comprueba que el empujador entra libremente con una ligera presión de la mano.



#### 2.9.4.3 Comprobación de la válvula corredera

Con el electroimán desmontado se comprueba que la válvula se desliza suavemente en su alojamiento. Si esto no es así, se extrae con unas pinzas y se limpia. En caso de tener las superficies rayadas, hay que sustituir la válvula.

#### 2.9.4.4 Estanquidad en el convertidor

Comprobadas y localizadas las pérdidas de aceite (ver punto 2.9.3.4) se reparan las producidas en la tapa superior. Para ello, se desmonta ésta y se sustituye la junta, comprobando las superficies de asiento.

Teniendo desmontada la tapa, se verifica y se limpia el filtro principal, asegurándose de que su junta de goma está en perfecto estado; lo mismo se hace con el filtro secundario.

También se comprueba la válvula de descarga, asegurándose de que la guía entre correctamente en el muelle.

### CUESTIONARIO

- 2.1 ¿Qué misión cumple la caja de cambios?
- 2.2 Elementos que componen una caja de cambios de engranajes paralelos.
- 2.3 ¿Cómo se efectúa el sincronismo en una caja de cambios y cómo se transmite el movimiento?
- 2.4 Forma y disposición de los piñones en una caja de cambios sincronizada.
- 2.5 ¿Cómo se efectúa el enclavamiento de las marchas para que éstas no se salgan de su posición?
- 2.6 Averías en una caja de cambios de engranajes paralelos.
- 2.7 Comprobaciones a efectuar en una caja de cambios.
- 2.8 ¿En qué consiste y cómo funciona un tren de engranajes epicicloidales?
- 2.9 Constitución y funcionamiento de una caja de cambios automática.
- 2.10 ¿Cómo se efectúa el cambio de velocidades en una caja de cambios automática?
- 2.11 Elementos que componen el circuito de mando hidráulico en una caja de cambios automática.
- 2.12 Constitución y funcionamiento del regulador centrífugo.
- 2.13 Constitución y funcionamiento del distribuidor de mando hidráulico.
- 2.14 ¿Qué misión tiene el retardador?
- 2.15 ¿Cómo funciona un convertidor hidráulico de par motor y qué par máximo puede transmitir?

- 2.16 ¿Cómo está constituido un convertidor hidráulico acoplado a una caja de cambio de engranajes paralelos?
- 2.17 ¿Cómo se efectúa el embragado y desembragado de un convertidor hidráulico con acoplamiento de desembrague?
- 2.18 Diagnóstico de averías en un conjunto convertidor para cajas de cambios de engranajes paralelos.
- 2.19 ¿Para qué se utiliza el *overdrive* o supermarcha?
- 2.20 ¿Cómo se realiza el acoplamiento automático en el *overdrive*.

## EJERCICIOS

1º Un motor capaz de desarrollar un par máximo de  $35 \text{ kgf} \cdot \text{m}$  a  $2\,200 \text{ r. p. m.}$ , está acoplado a un vehículo con ruedas de  $90 \text{ cm}$  de diámetro y un puente de relación  $7/43$ . Las relaciones en la caja de cambios son:  $R_1 = 6,25/1$ ;  $R_2 = 4,3/1$ ;  $R_3 = 3,15/1$ ;  $R_4 = 1,85/1$  y  $R_5 = 1/1$ . Calcular:

- 1º La velocidad máxima y mínima alcanzada por el vehículo.
- 2º El par máximo transmitido a las ruedas.
- 3º La fuerza de impulsión en directa.

2º A la caja de cambios del ejercicio anterior se le acopla un *overdrive* o supermarcha que tiene un planetario y una corona de  $50$  y  $80$  dientes, respectivamente. Calcular las velocidades obtenidas en las distintas desmultiplicaciones de la caja de cambios, cuando se la acopla el mecanismo de supermarcha.

3º En una caja simplificada de transmisión directa, el árbol primario está compuesto por los siguientes piñones: piñón de  $1^\circ = 21$  dientes; piñón de  $2^\circ = 27$  dientes; piñón de  $3^\circ = 31$  dientes; piñón de  $4^\circ = 39$  dientes.

Calcular los piñones que se debe colocar en el secundario para obtener las siguientes relaciones de desmultiplicación:  $1^\circ = 4,4/1$ ;  $2^\circ = 3,2/1$ ;  $3^\circ = 1,23/1$ ;  $4^\circ = 0,95/1$ .

4º ¿Qué velocidad se obtendría con la caja de cambios del ejercicio anterior cuando el vehículo circula en directa con el motor girando a  $4\,560 \text{ r. p. m.}$ , si la reducción del puente es  $6/1$  y se coloca una llanta de  $75 \text{ cm}$  de diámetro?

5º Un vehículo que alcanza su potencia máxima a  $6\,000 \text{ r. p. m.}$  y su par máximo a  $4\,000 \text{ r. p. m.}$  desarrolla una velocidad máxima de  $120 \text{ km/h}$ , con una desmultiplicación en el puente de  $6/1$ . Calcular:

- 1º El diámetro de la rueda empleada.
- 2º Las relaciones de desmultiplicación en la caja de cambios.

6º Un vehículo cuyo motor proporciona un par máximo de  $20 \text{ kgf} \cdot \text{m}$  a  $3\,000 \text{ r. p. m.}$ , tiene acoplada una caja de cambios cuyas relaciones de desmultiplicación son las siguientes:  $1^\circ = 6,4/1$ ;  $2^\circ = 4,3/1$ ;  $3^\circ = 1,6/1$ ;  $4^\circ = 1/1$ . Al subir una pendiente, el par resistente aumenta un  $60 \%$ . Se desea saber qué velocidad se debe acopiar, para que el vehículo supere la pendiente, obteniendo del motor el máximo rendimiento.

7º Dibujar un esquema del circuito del mando hidráulico para una caja de cambios automática.

8º Dibujar el esquema eléctrico para el accionamiento del mando hidráulico en el desembrague de un convertidor de par.

9º Un vehículo lleva acoplada una caja de cambios automática con los siguientes piñones en sus trenes de engranajes epicicloidales: planetario y corona del primer tren,  $60$  y  $90$  dientes, respectivamente; planetario y corona del segundo tren,  $40$  y  $70$  dientes. Calcular las relaciones de desmultiplicación obtenidas en la caja de cambios.

10º La caja de cambios del ejercicio anterior provista de un convertidor hidrocínético se acopla a un motor que desarrolla un par máximo de  $12 \text{ kgf} \cdot \text{m}$  a  $3\,000 \text{ r. p. m.}$  Calcular el par de transmisión máximo obtenido a la salida de la caja de cambios y la velocidad desarrollada en  $2^\circ$  velocidad.

